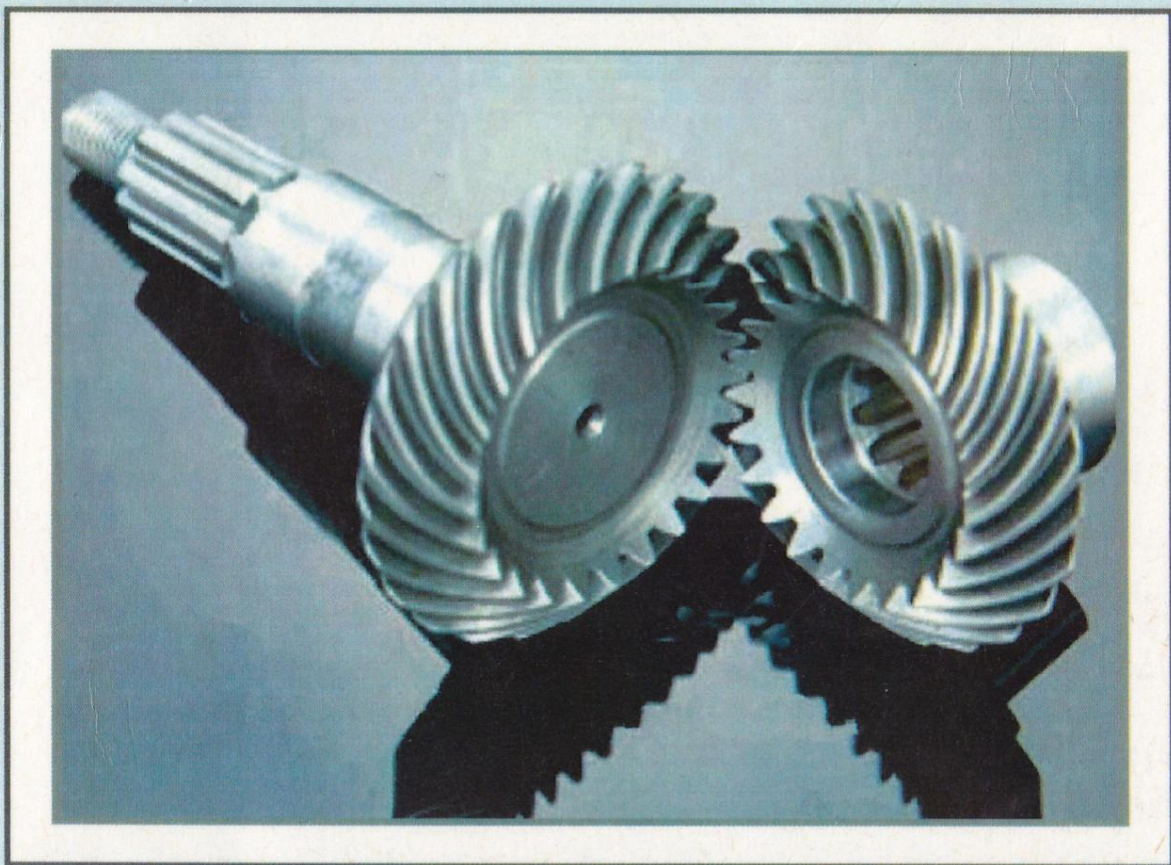


**М. М. Вірник, Ю. В. Булига**

# **КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**



**М. М. Вірник, Ю. В. Булига**

**КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ  
З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Вінницький національний технічний університет**

**М. М. Вірник, Ю. В. Булига**

**КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ  
З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

**Навчальний посібник**

**Вінниця  
ВНТУ  
2012**

УДК 621.01(075)

ББК 34.я73

В52

Рецензенти:

**М. С. Воробйов**, доктор технічних наук

**Я. Т. Кіницький**, доктор технічних наук

**В. П. Лукавенко**, кандидат технічних наук

Рекомендовано до друку Міністерством освіти і науки України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів, які навчаються за напрямом підготовки «Інженерна механіка». Лист № 1/11–1522 від 22 лютого 2011 р.

**Вірник, М. М.**

В52 Курсове проектування з теорії механізмів і машин : навчальний посібник / М. М. Вірник, Ю. В. Булига. – Вінниця : ВНТУ, 2012. – 211 с.

ISBN

В посібнику коротко викладені основні теоретичні положення необхідні для виконання курсового проекту з ТММ, а також запропоновано 25 завдань до курсового проекту з кінематичними схемами та короткими вказівками до них. Послідовність викладення матеріалу сприяє використанню посібника студентами для самостійного виконання курсового проекту. Розглянуто графоаналітичні і аналітичні методи кінематичного і динамічного аналізу та синтезу важільних механізмів, проектування зубчастих і кулачкових механізмів з використанням ЕОМ. Посібник відповідає програмі дисципліни ТММ і призначений для студентів напрямів підготовки «Машинобудування», «Інженерна механіка», «Автомобільний транспорт» вищих навчальних закладів всіх форм навчання.

УДК 621.01(075)

ББК 34.я73

ISBN

©М. Вірник, Ю. Булига, 2012

## ЗМІСТ

<b>Передмова</b> .....	5
<b>Обсяг та загальні вимоги до курсового проекту</b> .....	6
<b>1 Синтез прямозубого циліндричного зовнішнього евольвентного зачеплення та планетарного редуктора</b> .....	8
1.1 Задача синтезу евольвентного зачеплення .....	8
1.2 Вихідні дані .....	8
1.3 Послідовність розрахунків рівнозмщеного та нерівнозмщеного зачеплень .....	8
1.4 Послідовність розрахунку зубчастого зачеплення при вписуванні в задану міжосьову відстань .....	10
1.5 Креслення елементів зубчастого зачеплення .....	11
1.6 Побудова активної лінії зачеплення, дуг зачеплення та робочих ділянок профілів зубців .....	14
1.7 Визначення основних якісних показників зачеплення .....	15
1.8 Синтез та кінематичне дослідження планетарного редуктора ..	17
1.9 Рекомендована послідовність виконання синтезу та аналізу зубчастої передачі .....	23
1.10 Запитання для самоперевірки .....	23
<b>2 Кінематичний та силовий аналіз важільних механізмів</b> .....	25
2.1 Проектування кінематичних схем важільних механізмів .....	25
2.2 Кінематичне дослідження важільних механізмів .....	29
2.2.1 Побудова планів положень ланок механізму .....	29
2.2.2 Побудова планів швидкостей і прискорень .....	30
2.2.3 Аналітична кінематика механізмів .....	33
2.3 Кінетостатичний розрахунок важільних механізмів .....	44
2.3.1 Вираження сил, прикладених до ланок механізму .....	44
2.3.2 Визначення зовнішніх сил .....	45
2.3.3 Визначення сил і моментів сил інерції .....	47
2.3.4 Загальні відомості до кінетостатичного розрахунку .....	49
2.3.5 Особливості розрахунку ведучої ланки .....	49
2.3.6 Рекомендована послідовність виконання другого аркуша проекту .....	50
2.3.7 Запитання для самоперевірки .....	53
<b>3 Визначення моменту інерції та розмірів маховика</b> .....	54
3.1 Динамічна модель машинного агрегату .....	54
3.2 Вираження зведених моментів сил .....	54
3.3 Визначення зведених моментів інерції .....	56
3.4 Нерівномірність руху механізму .....	57
3.5 Визначення моменту інерції маховика .....	57
3.6 Послідовність визначення моменту інерції маховика за методом Ф. Віттенбауера .....	58
3.7 Визначення основних розмірів та маси маховика .....	60

3.8	Запитання для самоперевірки .....	63
<b>4</b>	<b>Синтез кулачкових механізмів .....</b>	<b>64</b>
4.1	Загальні відомості про кулачкові механізми. Основні визначення .....	64
4.2	Силова характеристика руху штовхача. Кут тиску .....	65
4.3	Закон руху вихідної ланки .....	67
4.4	Вихідні дані і основні етапи проектування .....	68
4.5	Рекомендована послідовність проектування кулачкового механізму .....	69
4.6	Запитання для самоперевірки .....	69
	<b>Література.....</b>	<b>71</b>
	<b>Додатки .....</b>	<b>72</b>
Додаток А	Значення коефіцієнтів корекції для рівнозміщеного зачеплення .....	73
Додаток Б	Значення коефіцієнтів корекції для нерівнозміщеного зачеплення .....	73
Додаток В	Значення евольвентної функції .....	74
Додаток Г	Таблиця характеристик зубчастого зачеплення .....	75
Додаток Д	Деякі закони руху кулачкових механізмів .....	76
Додаток Е	Основні формули теоретичної механіки .....	79
Додаток Ж	Завдання на курсовий проект .....	81
Додаток И	Синтез зовнішнього зубчастого зачеплення .....	142
Додаток К	Синтез планетарного механізму .....	144
Додаток Л	Розрахунок зведеного моменту інерції .....	144
Додаток М	Синтез кулачкового механізму .....	148
Додаток Н	Приклад оформлення пояснювальної записки .....	149
Додаток П	Приклад програми «Синтез коромислового кулачкового механізму» .....	201
Додаток Р	Приклад програми «Синтез планетарного редуктора» .	206
Додаток С	Приклад програми «Визначення геометричних параметрів зубчастого зачеплення» .....	210

## ПЕРЕДМОВА

Даний навчальний посібник призначений допомогти студенту при практичному виконанні курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» (ТММ). При цьому студент повинен опиратися на знання, які він отримав при вивченні теоретичної частини дисципліни і виконанні лабораторних робіт, а також раніше вивчених дисциплін: фізики, математики, теоретичної механіки, програмування тощо.

Оскільки теорія механізмів і машин є науковою основою спеціальних курсів, пов'язаних з проектуванням машин галузевого призначення, то при вивченні цього курсу перед студентами ставляться такі *задачі*:

- вивчити загальні методи дослідження і проектування механізмів і машин»;
- навчитися розуміти загальні принципи реалізації руху за допомогою механізмів, взаємодію механізмів і машин, що обумовлюють кінематичні та динамічні властивості механізмів системи;
- навчитися системному підходу до проектування машин і механізмів, визначенню оптимальних параметрів механізмів за заданими умовами роботи;
- отримати навички розроблення алгоритмів і програм розрахунків параметрів на ЕОМ, виконувати конкретні розрахунки.

*Мета* курсового проектування – закріпити і поглибити знання студентів здобуті при вивченні відповідних теоретичних розділів курсу, привити їм навички застосування цих знань для самостійного вирішення конкретних технічних задач з дослідження та розрахунку механізмів і машин з введенням елементів науково-дослідної роботи.

На відміну від традиційного виконання проекту з використанням в основному графічних методів, посібник орієнтовано на застосування сучасної обчислювальної техніки. При кінематичному дослідженні важливих механізмів студентам рекомендується самостійно розробити алгоритм і програму обчислень параметрів на ЕОМ. В зв'язку з обмеженим часом на виконання курсового проекту, проектування зубчастих і кулачкових механізмів теж виконуються з використанням ЕОМ, але з залученням готових програм, розроблених на кафедрі.

Застосування ЕОМ дозволяє не тільки зменшити затрати часу на виконання курсового проекту, але й вирішити більш складні задачі: вибору оптимальних параметрів механізмів, отримання числових значень обчислень з необхідною точністю і ін.

Відповідно до вказаних задач курсового проектування з ТММ у посібнику викладені зміст, обсяг та методика подання навчального матеріалу.

## **Обсяг та загальні вимоги до оформлення курсового проекту**

Курсовий проект оформляють у вигляді розрахунково-пояснювальної записки (40...45 сторінок рукописного тексту – формату А4) та графічної частини (до чотирьох аркушів формату А1).

До складу записки входять: титульний аркуш; завдання на курсове проектування; реферат; опис роботи машини; задачі, які розв'язуються в курсовому проекті, з текстовими поясненнями і розрахунками; список використаної літератури; додатки.

Затверджене кафедрою завдання є офіційним документом відповідно до якого виконується і контролюється обсяг і графік роботи над проектом.

Після отримання завдання студенту необхідно передусім з'ясувати призначення і принцип дії всіх механізмів, що пропонуються для розроблення і дослідження.

Завдання на курсовий проект містять задачі з дослідження і проектування машин, що складаються із складних і простих в структурному відношенні механізмів (шарнірно-важільних, зубчастих, кулачкових і ін.)

Розрахунково-пояснювальну записку та графічну частину проекту оформляють відповідно до вимог стандартів ЄСКД та ДСТУ з врахуванням специфіки курсового проектування з ТММ.

Зміст записки поділяють на розділи, а кожен розділ на підрозділи.

На початку текстової частини записки розміщують її зміст, індивідуальне завдання, підписане керівником та затверджене завідувачем кафедри, складають реферат.

Реферат повинен відображати основний зміст курсового проекту і містити:

- відомості про обсяг проекту, кількість ілюстрацій, таблиць в пояснювальній записці, обсяг додатків та кількість використаних інформаційних джерел;

- перелік основних слів, характерних для змісту проекту;

- текст реферату, який повинен відображати суть виконаної роботи, її мету, обсяг, місце, методи і результати дослідження, коротко висновки відносно особливостей, ефективності та можливості застосування одержаних результатів.

Кожен розділ пояснювальної записки повинен розпочинатися із формулювання задачі та наведення вихідних даних і містити всі розрахунки, що виконані при проектуванні, з короткими поясненнями. Розрахунки повинні супроводжуватися схемами, рисунками та ескізами або посиланнями на відповідні графічні аркуші.

Записка повинна бути короткою і в неї не потрібно переписувати текст підручника, але всі міркування, якими автор керувався, приймаючи рішення, слід відобразити в записці.



Необхідні для розрахунків рівняння і формули записують у загальному вигляді, а потім підставляють числові значення і виконують обчислення (з вказанням розмірності величин). Для обчислень, які повторюються багато разів, спочатку записують розрахункову формулу і наводять приклад розрахунку, а результати інших обчислень зводять у табличну форму, вказавши обов'язково значення всіх параметрів, які входять до формули.

Наприклад, результати обчислень і вимірювань при побудові планів швидкостей у багатьох положеннях. При цьому для одного положення достатньо навести детальний розрахунок зі всіма теоретичними обґрунтуваннями.

В кінці розрахунково-пояснювальної записки наводять список використаної літератури, після якого розміщують додатки.

Графічну частину кожного з розділів проекту виконують олівцем (або роздруковують на плотері при комп'ютерному виконанні) на аркушах креслярського паперу формату А1. Зображення кінематичних схем, як і всі інші графічні побудови, рекомендується виконувати в стандартних масштабах стандартними лініями товщиною не менше 0,5 мм. Всі допоміжні побудови роблять тонкими лініями і зберігають на кресленні. Над кожною графічною побудовою роблять напис, що вказує її зміст, стандартним шрифтом і вказують масштаб (масштабний коефіцієнт).

На захисті студент повинен показати, що знає будову, принцип дії, виконаний розрахунок спроектованих механізмів і розуміє, як отримані використані ним формули.

Виконаний курсовий проект перевіряється викладачем кафедри, після чого підлягає захисту на комісії. Оцінюється проект диференційованою оцінкою.

# 1 СИНТЕЗ ПРЯМОЗУБОГО ЦИЛІНДРИЧНОГО ЗОВНІШНЬОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ ТА ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА

**1.1** *Задача синтезу евольвентного зачеплення* – визначення геометричних параметрів передачі, а також якісних характеристик зачеплення (коефіцієнтів перекриття, відносного ковзання, питомого тиску).

## 1.2 Вихідні дані

З бланка завдання на курсовий проект виписуємо такі дані: кількість зубців коліс  $(z_1, z_2)$ , модуль (*module*) зачеплення  $m$ , міжосьова відстань  $a_w$ .

Параметри вихідного контура:

- коефіцієнт висоти головки зубця  $h_a^* = 1$ ;
- коефіцієнт радіального зазору  $c^* = 0,25$ ;
- кут профілю  $\alpha = 20^\circ$ ;
- коефіцієнт радіуса закруглення  $\rho^* = 0,38$ .

*Вказівка.* При виконанні даного розділу курсового проекту за вказівкою викладача може бути заданий один із варіантів розрахунку та креслення *зубчастого зачеплення (toothed hooking)*: а) рівнозміщене; б) нерівнозміщене; в) «вписане» в задану міжосьову відстань.

**1.3** Послідовність розрахунків рівнозміщеного та нерівнозміщеного евольвентного зачеплень

**1.3.1** За заданими  $z_1, z_2$  вибирають коефіцієнти  $x_1, x_2, \Delta u$ .

*Вказівка.* Для рівнозміщеного зачеплення коефіцієнти зміщення вибирають із таблиці А1 (додаток А).

Для нерівнозміщеного зачеплення, якщо  $2 \geq U_{1,2} \geq 1$ , то спочатку в таблиці Б1 (додаток Б) за заданим  $z_1$  знаходять коефіцієнт  $\Delta u$ , а потім в таблиці Б2 (додаток Б) за заданими  $z_1$  і  $z_2$  знаходять коефіцієнти  $x_1$  і  $x_2$ .

Якщо  $5 \geq U_{1,2} > 2$ , то спочатку в таблиці Б3 (додаток Б) за заданим  $z_1$  знаходять коефіцієнти  $\Delta u$  і  $x_1$ , а потім в таблиці Б4 за заданими  $z_1$  і  $z_2$  знаходять  $x_2$ .

Якщо в таблицях відсутнє число зубців, що задане в завданні, то необхідно застосувати лінійну інтерполяцію.

Наприклад, якщо задане число зубців  $z = 33$ , а в таблиці наведені коефіцієнти зміщення  $x_{(z=30)}$  та  $x_{(z=35)}$ , то шуканий коефіцієнт зміщення  $x_{(z=33)}$  визначаємо за формулою

$$x_{(z=33)} = x_{(z=30)} + \frac{(x_{z=35} - x_{z=30})}{5} (z_{(33)} - z_{(30)}).$$

**1.3.2** Визначаємо коефіцієнт відхилення міжосьової відстані (сприйманого зміщення)  $u$  за формулою

$$u = x_\Sigma - \Delta u,$$

де  $x_\Sigma = x_1 + x_2$ .

Таблиця 1.1 – Формули для розрахунку розмірів елементів зубчастого зачеплення

Що потрібно знайти		Зачеплення	
Найменування	Позначення	Рівнозміщене $x_1 = -x_2$	Нерівнозміщене $x_c \neq 0$
Крок зачеплення	$p$	$p = \pi \cdot m$	
Радіуси ділительних кіл	$r_{1,2}$	$r_{1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2}$	
Радіуси основних кіл	$r_{b1,2}$	$r_{b1,2} = r_{1,2} \cdot \cos \alpha$	
Радіуси кіл вершин	$r_{a1,2}$	$r_{a1,2} = m \times \left( \frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} + h_a^* \right)$	$r_{a1,2} = m \times \left( \frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} + h_a^* - \Delta y \right)$
Радіуси кіл западин	$r_{f1,2}$	$r_{f1,2} = m \times \left( \frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_a^* - c^* \right)$	$r_{f1,2} = m \times \left( \frac{z_{1,2}}{2} + x_{1,2} - h_a^* - c^* \right)$
Радіуси початкових кіл	$r_{\omega 1,2}$	$r_{\omega 1,2} = r_{1,2}$	$r_{\omega 1,2} = r_{1,2} \cdot \left( 1 + \frac{2y}{z_{\Sigma}} \right)$
Міжосьова відстань	$a_{\omega}$	$a_{\omega} = \frac{m z_{\Sigma}}{2}$	$a_{\omega} = m \left( \frac{z_{\Sigma}}{2} + y \right)$
Висота зубця	$h$	$h = m \cdot (2h_a^* + c^*)$	$h = m \cdot (2h_a^* + c^* - \Delta y)$
Товщина зубця по ділительному колу	$s_{1,2}$	$s_{1,2} = m \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)$	
Товщина зубця по основному колу	$s_{b1,2}$	$s_{b1,2} = 2r_{b1,2} \cdot \left( \frac{s_{1,2}}{2r_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha \right)$	
Товщина зубця по колу вершин	$s_{a1,2}$	$s_{a1,2} = 2r_{a1,2} \cdot \left( \frac{s_{1,2}}{2r_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{1,2} \right)$ , $\alpha_{a1,2} = \arccos \frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}}$	

**Примітка.** Індекс **1** відноситься до розмірів колеса, що має менше число зубців, а індекс **2** – до розмірів колеса, що має більше число зубців.

### 1.3.3 Визначаємо евольвентний кут зачеплення

$$\operatorname{inv} \alpha_{\omega} = \operatorname{inv} \alpha + \frac{2 \cdot x_{\Sigma}}{z_{\Sigma}} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

де  $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$ ;  $\alpha$  – кут профілю контура ( $\alpha = 20^\circ$  за ГОСТ 13755-81).

За таблицею В.1 (додаток В) евольвентних функцій через  $inv\alpha_\omega$  знаходимо кут зачеплення  $\alpha_\omega$ .

1.3.4 Розраховуємо геометричні параметри зубчастого зачеплення за допомогою калькулятора, користуючись формулами таблиці 1.1.

Виконуємо перевірку розрахунків геометричних параметрів зубчастої передачі на ЕОМ, скориставшись програмою, результати розрахунку якої як приклад наведено в додатку И.

Одержавши результати розрахунків, необхідно накреслити зубчасту передачу в певному стандартному масштабі.

1.4 Послідовність розрахунку зубчастого зачеплення при вписуванні в задану міжосьову відстань

1.4.1 За заданими  $z_1, z_2, m, a_\omega^*$  визначаємо коефіцієнт сприйманого зміщення  $y$  за формулою

$$y = \frac{a_\omega^* - a}{m},$$

$$\text{де } a = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2}.$$

1.4.2 Визначаємо кут зачеплення  $\alpha_\omega$  за формулою

$$\alpha_\omega = \arccos \frac{a \cdot \cos \alpha}{a_\omega^*}.$$

1.4.3 Визначаємо коефіцієнт сумарного зміщення

$$x_\Sigma = \frac{z_\Sigma (inv\alpha_\omega - inv\alpha)}{2tg\alpha},$$

де  $inv\alpha_\omega = tg\alpha_\omega - \alpha_\omega$ ;  $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$  – евольвентні функції.

1.4.4 Для розподілення знайденого коефіцієнта  $x_\Sigma$  на складові  $x_1$  і  $x_2$  доцільно скористатись залежністю

$$x_1 = \frac{1}{2} \left( x_\Sigma - \frac{y(z_2 - z_1)}{z_\Sigma} \right),$$

тоді  $x_2 = x_\Sigma - x_1$ .

Для прикладу розглянемо визначення коефіцієнтів зміщення при таких даних:  $z_1=15, z_2=18, m=10$  мм,  $a_\omega^* = 170$  мм.

Коефіцієнт сприйманого зміщення

$$y = \frac{a_\omega^* - a}{m} = \frac{170 - 165}{10} = 0,5,$$

$$\text{де } a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{10 \cdot (15 + 18)}{2} = 165 \text{ мм.}$$

Кут зачеплення

$$\alpha_\omega = \arccos \frac{165 \cdot \cos 20^\circ}{170} = 24,209^\circ.$$

Коефіцієнт сумарного зміщення

$$x_{\Sigma} = \frac{(15 + 18) \cdot (0,02708 - 0,0149)}{2 \cdot \operatorname{tg} 20^{\circ}} = 0,552,$$

де  $\operatorname{inv} \alpha_{\omega} = 0,02708$ ;  $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{inv} 20^{\circ} = 0,0149$  (див. додаток В).

Коефіцієнти зміщення

$$x_1 = \frac{1}{2} \left( 0,552 - \frac{0,5 \cdot (18 - 15)}{15 + 18} \right) = 0,253, \quad x_2 = 0,552 - 0,253 = 0,299.$$

Перевіряємо коефіцієнт  $x_1$  за умовою відсутності підрізання

$$x_1^{\min} = \frac{17 - z_1}{17} = \frac{17 - 15}{17} = 0,1176 < x_1.$$

Перевіряємо коефіцієнти зміщення за умовою відсутності загострення головок зубців

$$x_3 = 0,15z^{0,7};$$

$$x_{3_1} = 0,15z_1^{0,7} = 0,15 \cdot 15^{0,7} = 0,998 > x_1;$$

$$x_{3_2} = 0,15z_2^{0,7} = 0,15 \cdot 18^{0,7} = 1,134 > x_2.$$

Тобто, загострення зубців не буде, оскільки  $[x_3] \geq 0,4$ .

1.4.5 Після вибору коефіцієнтів зміщення підраховуємо всі розміри зубчастого зачеплення за допомогою калькулятора, користуючись формулами (таблиця 1.1)

Використовуємо перевірку розрахунків геометричних параметрів зубчастої передачі на ЕОМ, скориставшись програмою, результати розрахунку якої як приклад наведено в пояснювальній записці (додаток Н).

Одержавши результати розрахунків, необхідно накреслити зубчасту передачу в певному стандартному масштабі.

## 1.5 Креслення елементів зубчастого зачеплення

Побудову евольвентного зачеплення починають з вибору масштабного коефіцієнта довжини  $\mu_L$  (м/мм), який повинен відповідати одному з стандартних масштабів, але такому, щоб висота зубця на кресленні була не меншою ніж 45 мм.

Профілі зубців креслимо в такій послідовності (рисунок 1.1).

1.5.1 Відкладаємо міжосьову відстань  $O_1O_2$  з центрів коліс  $O_1$  і  $O_2$  радіусами  $r_{\omega_1}$ ,  $r_{\omega_2}$  початкових кіл будуємо кола, що дотикаються в точці  $P$  (полюсі зачеплення).

1.5.2 Будуємо основні кола радіусами  $r_{b_1}$ ,  $r_{b_2}$  та проводимо дотичну до них  $mn$ . З центрів коліс опускаємо перпендикуляри до дотичної і отримуємо точки  $N_1$  і  $N_2$  – початку і кінця теоретичної лінії зачеплення.

Більш точно точки  $N_1$  і  $N_2$  можна знайти аналітично:  
 $PN_1 = r_{\omega_1} \cdot \sin \alpha_{\omega}$ ;  $PN_2 = r_{\omega_2} \cdot \sin \alpha_{\omega}$ .

1.5.3 Креслимо дуги ділительних кіл, кіл западин і вершин.

1.5.4 Будуємо евольвенти зубців першого і другого коліс передачі.

Для побудови  $1-i$  евольвенти (рисунок 1.2) відрізок  $N_1P$  ділимо на чотири частини, одержані точки позначаємо 1, 2, 3. Із точки 3 проводимо дугу радіусом  $\rho = 3P$  до перетину в точці  $P'$  з основним колом, тоді  $\cup N_1P' = N_1P$ . Дугу  $N_1P'$  також ділимо на чотири рівні частини.

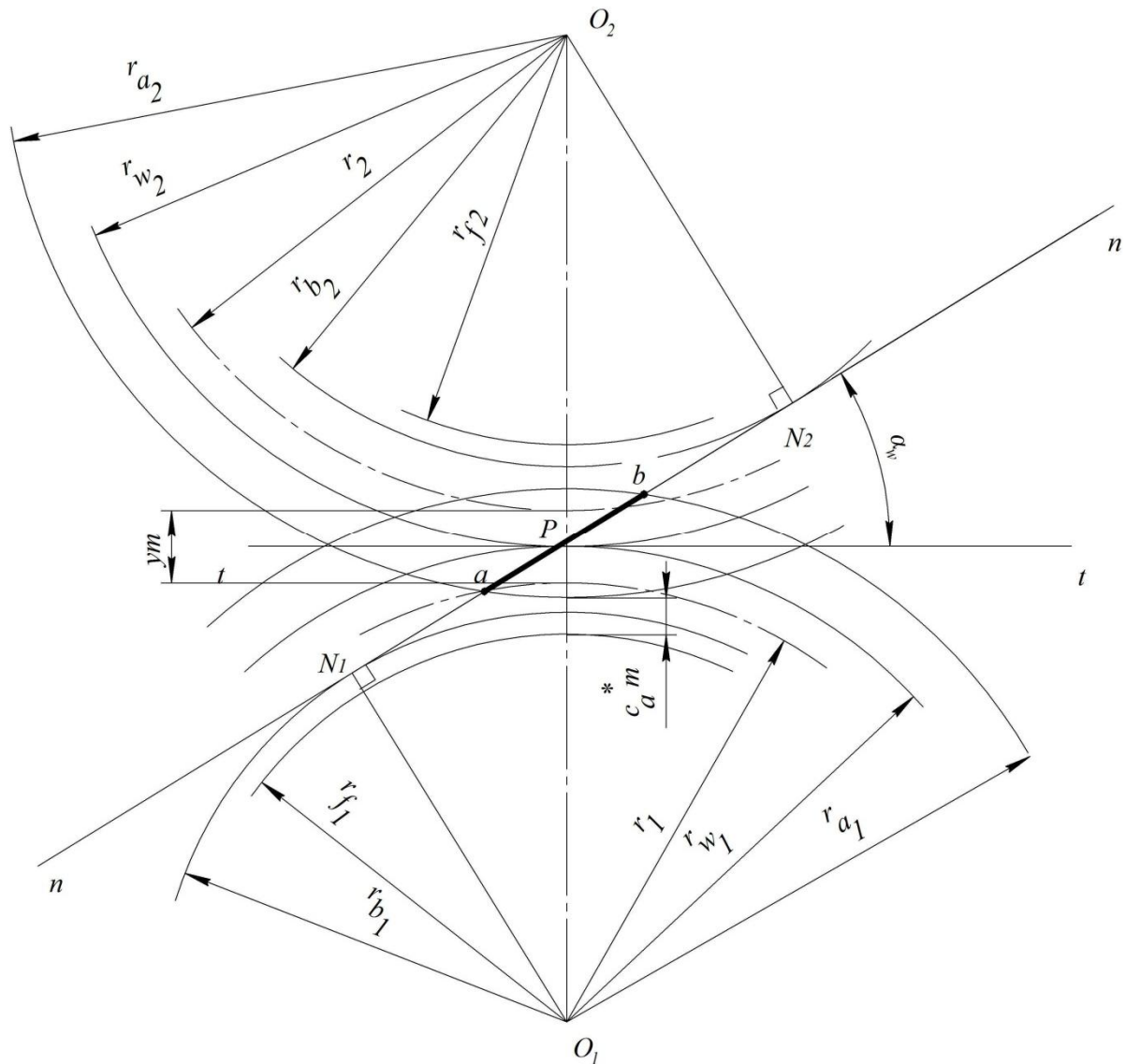


Рисунок 1.1 – Елементи зубчастого зачеплення

Такі ж рівні частини дуг відкладаємо і в інший бік від точки по основному колу. Одержані точки на основному колі позначаються  $1'$ ,  $2'$ ,  $3'$ ,  $N_1'$ ,  $5'$ ,  $6'$ , і т. д. Через отримані точки до основного кола проводимо дотичні, на яких відкладаємо відрізки  $1'1''$ ,  $2'2''$ ,  $3'3''$  ..., відповідно рівні відрізкам  $1P$ ,  $2P$ ,  $3P$  .... З'єднуючи послідовно точки  $P'$ ,  $1''$ ,  $2''$ ,  $3''$ , ... плавною кривою, отримуємо евольвенту зубця першого колеса. Кінцева точка евольвенти повинна знаходитися за колом вершин. Профіль зубця біля його основи будується спрощено. Через початкову точку  $P'$  евольвенти проводимо радіальну пряму до перетину з колом западин і в місці перетину радіальна пряма спрягається з колом западин радіусом  $0,38m$ .

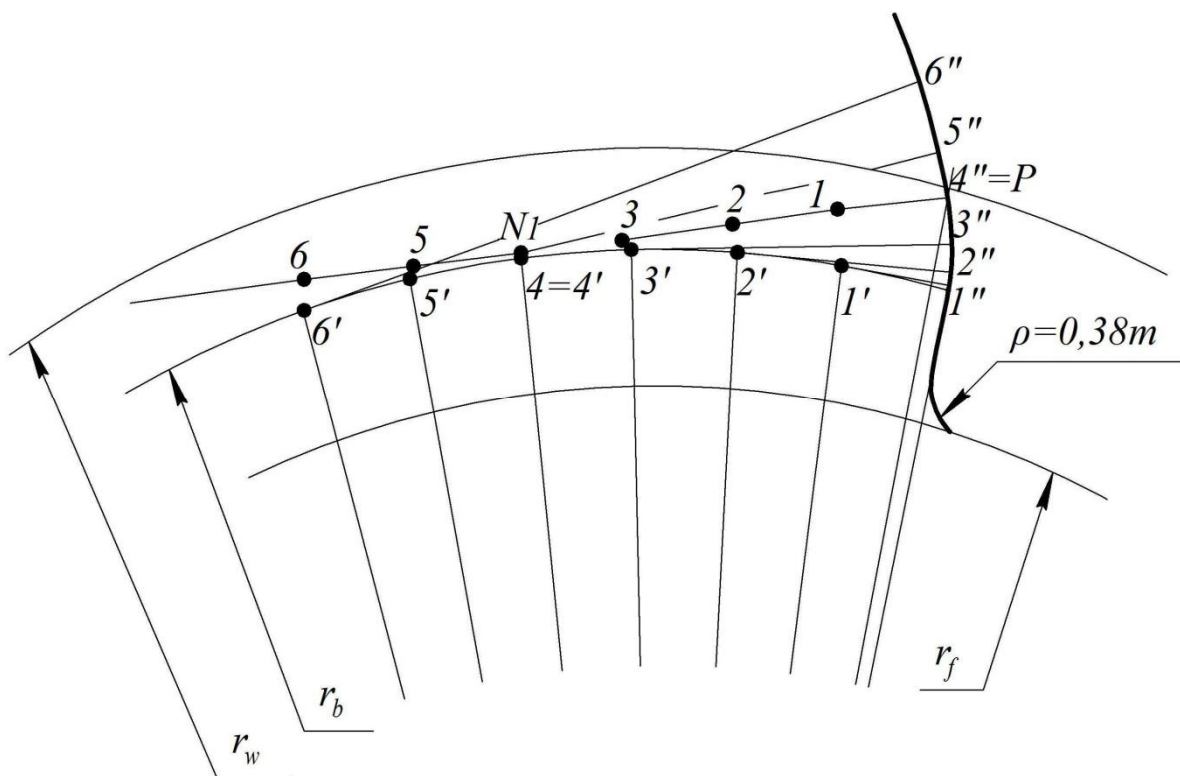


Рисунок 1.2 – Побудова евольвенти

Слід пам'ятати, що радіус кола западин може бути більшим, рівним або меншим від радіуса основного кола. Це залежить від числа зубців колеса та коефіцієнта зміщення.

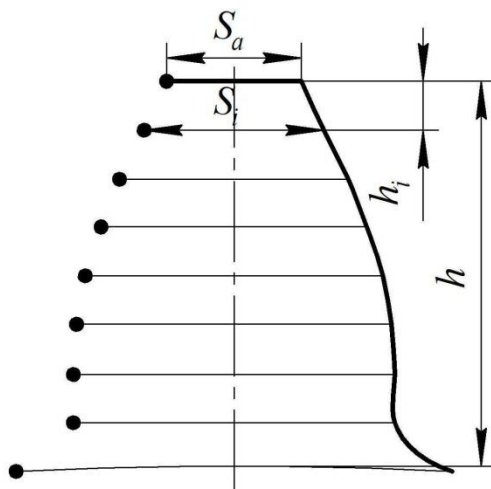


Рисунок 1.3 – Побудова профілю зубця

Аналогічно будується профільна крива зубця другого колеса.

1.5.5 Будуємо повний профіль зубця. Для цього від отриманої евольвентної кривої по ділительному колу відкладаємо товщину зубця, яку ділимо навпіл. З'єднуємо цю середину з центром колеса та проводимо вісь симетрії, відносно якої будуємо другу профільну криву зубця (див. рисунок 1.3), користуючись роздруківкою (див. додаток II).

1.5.6 Креслимо по три зубці на кожному колесі. Для цього відкладаємо крок  $p$  по ділительному колу в один та другий бік від

перебудованої осі симетрії зубця та проводимо осі симетрії другого і третього зубців, відносно яких креслимо повні профілі цих зубців.

На виконаному кресленні необхідно показати радіуси кіл ділільних, початкових, основних, вершин і западин обох коліс передачі, радіальні зазори в передачі, сприймане зміщення, кут зачеплення.

1.6 Побудова активної частини лінії зачеплення, дуг зачеплення та робочих ділянок профілів зубців

1.6.1 *Активною* частиною лінії зачеплення називають відрізок  $ab$  (див. рисунок 1.1) теоретичної лінії зачеплення, обмеженої перетином кіл головок.

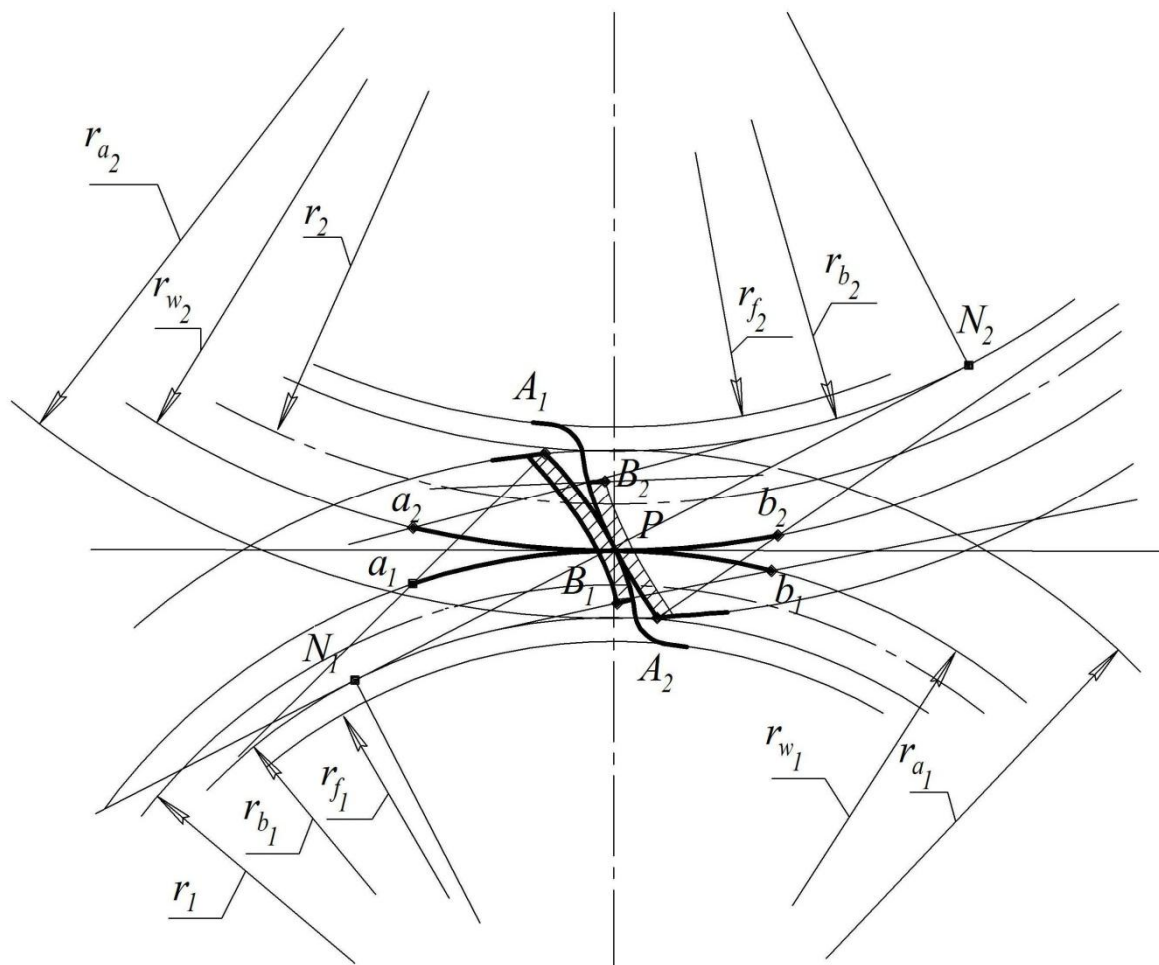


Рисунок 1.4 – Робочі частини профілів зубців і дуги зачеплення

1.6.2 *Робочими ділянками* називають ті частини профілів зубців, які задіяні в зачепленні. Щоб показати їх на кресленні, через точку  $a$  (рисунок 1.4) із центра  $O_1$  проводимо дугу радіусом  $O_1a$  до перетину в точці  $A_1$  з профілем зубця першого колеса і через точку  $B$  із центра  $O_2$  проводимо дугу радіуса до перетину в точці  $B_2$  з профілем зубця другого колеса. Ділянки  $A_1B_1$  і  $A_2B_2$  профілів зубців є робочими ділянками профілів.

1.6.3 *Дугами зачеплення* називають частини початкових кіл, які перекочуються одна по одній за час зачеплення однієї пари спряжених профілів. Для побудови дуги зачеплення через крайні точки  $A_1$  і  $B_1$



(рисунок 1.4) робочого профілю першого колеса проводимо дотичні до основного кола. На перетині дотичних з початковим колом у точках  $a_1$  і  $b_1$  отримуємо дугу зачеплення першого колеса. Аналогічно будується дуга зачеплення  $a_2b_2$  другого колеса.

На креслені необхідно також показати довільну точку  $K_1$  на профілі зубця колеса 1 та спряжену з нею точку  $K_2$  на профілі зубця колеса 2. Щоб знайти ці спряжені точки, які дотикаються в точці  $K$  активної частини лінії зачеплення, необхідно із центра  $O_2$  провести через точку  $K$  дугу радіусом  $O_2K$  до перетину з профілем другого колеса в точці  $K_2$  і через ту саму точку  $K$  провести дугу радіусом  $O_1K$  із центра  $O_1$  до перетину з профілем першого колеса в точці  $K_1$  (рисунок 1.4).

## 1.7 Визначення основних якісних показників зачеплення

1.7.1 *Коефіцієнт перекриття (ceiling coefficient)*, що характеризує плавність роботи передачі, необхідно розрахувати аналітично за формулою:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - a_\omega \sin \alpha_\omega}{\pi \cdot m \cos \alpha},$$

та графічно за формулою:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{ab \cdot \mu_L}{\pi \cdot m \cos \alpha},$$

де  $\mu_L$  – масштабний коефіцієнт побудови зачеплення;  $ab$  – довжина відрізка активної частини лінії зачеплення.

За допомогою коефіцієнта перекриття можна визначити ту ділянку активної частини лінії зачеплення, на якій відбувається зачеплення однієї пари профілів зубців, а також ті ділянки, на яких відбувається одночасно зачеплення двох пар профілів. Для цього креслимо діаграму зони зачеплення у вигляді прямокутника, довжина основи якого дорівнює довжині активної лінії зачеплення. Від крайніх точок  $a$  і  $b$  активної лінії зачеплення (рисунок 1.5) відкладаємо відрізки  $ap$  і  $bt$ , що дорівнюють довжині основного кроку  $p_b$ . Заштриховані зони визначають ділянки лінії зачеплення, де має місце зачеплення двох пар зубців, незаштриховані – одна пара зубців у зачепленні.

1.7.2 *Коефіцієнти відносного ковзання* характеризують інтенсивність зносу профілів і визначаються за формулами:

$$\lambda_1 = \frac{1 - U_{21}(N_1 N_2 - x)}{x}, \quad \lambda_2 = 1 - \frac{U_{12}x}{N_1 N_2 - x},$$

де  $N_1 N_2$  – довжина теоретичної лінії зачеплення, мм;  $x$  – поточні значення координати точки зачеплення, виміряні від початкової точки  $N_1$ .

За визначеними даними  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  креслимо діаграми коефіцієнтів відносного ковзання у прямокутних координатах (рисунок 1.5). На цих діаграмах потрібно виділити ділянку, яка відповідає активній частині лінії зачеплення. Відповідно до побудованих діаграм креслимо кругові діаграми

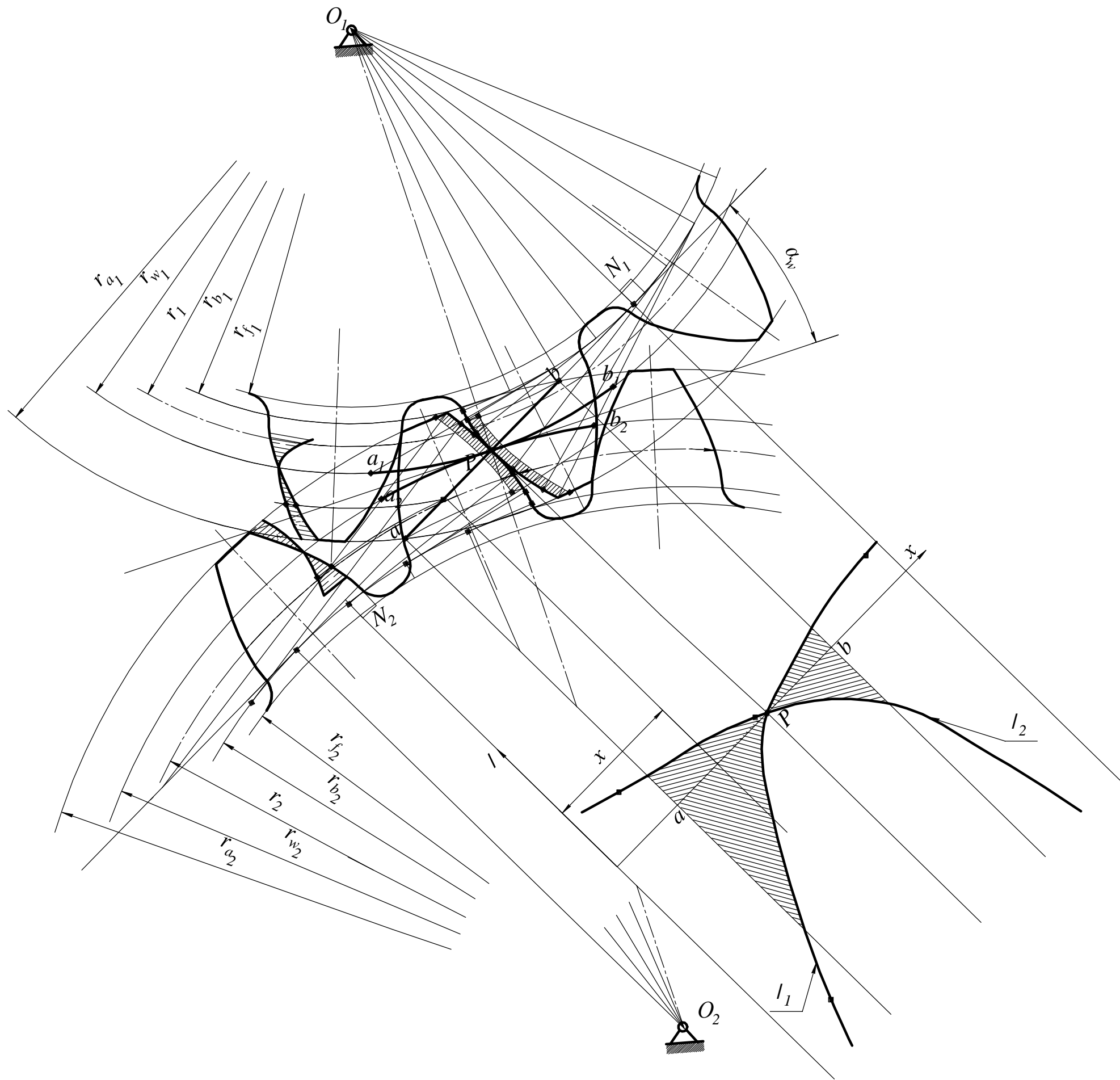


Рисунок 1.5 – Діаграма коефіцієнтів ковзання

на профілях зубців, приймаючи за вісь відрахування лінію бокового профілю зубця. Побудова кругових діаграм здійснюється таким чином. Поточні значення осі абсцис  $x_i$  діаграми у прямокутних координатах переносять на практичну лінію зачеплення  $ab$ , потім цю точку дугою кола зносять на профіль зубця. Якщо значення  $\lambda(y_i)$  додатне, то його величину відкладають по дузі з зовнішнього боку профілю, а якщо від'ємне – по дузі з внутрішнього боку профілю зубця.

1.7.3 Коефіцієнт питомого тиску має значення при розрахунку зубців коліс на контактну міцність і визначається за формулою:

$$\gamma = \frac{mN_1N_2}{x(N_1N_2 - x)},$$

де  $m$  – модуль зачеплення.

Типовий вид діаграми зміни коефіцієнта  $\gamma$  в залежності від радіуса кривизни  $\rho$  показано на рисунку 1.6.

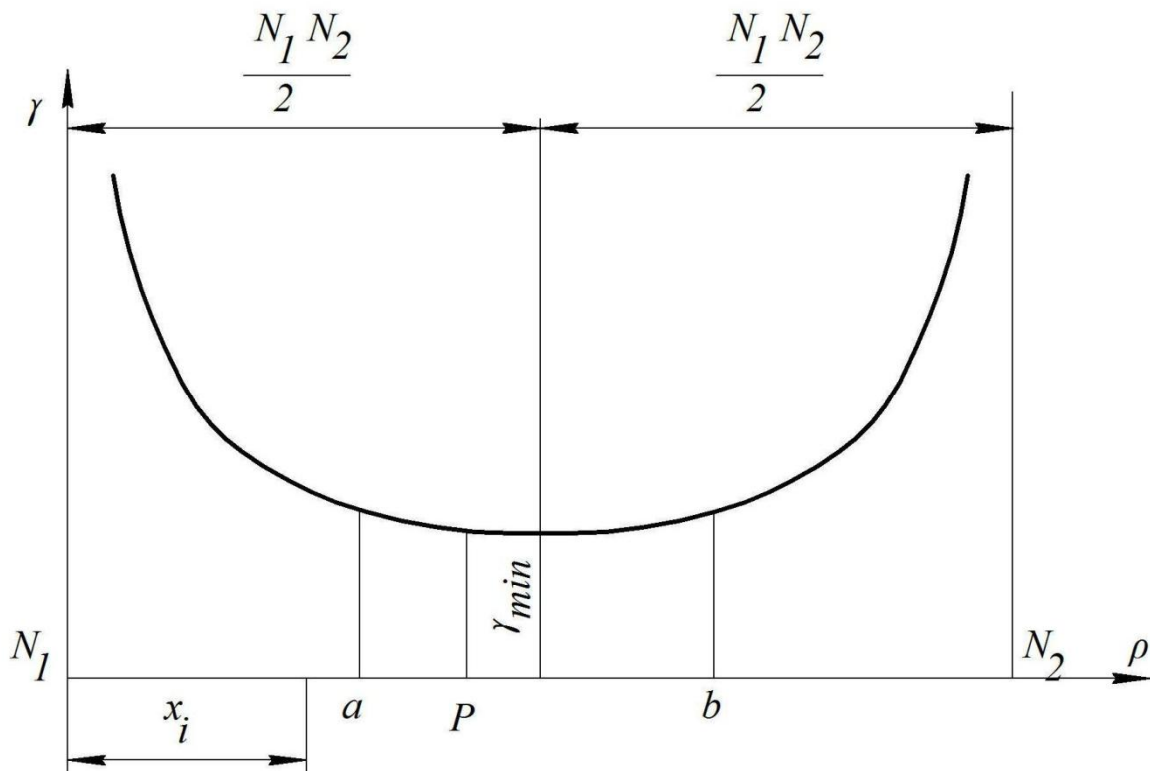


Рисунок 1.6 – Діаграма коефіцієнту питомого тиску

1.7.4 Закінчуємо креслення зубчастого зачеплення зображенням таблиці характеристики зачеплення Г.1 (додаток Г).

### 1.8 Синтез та кінематичне дослідження планетарного редуктора

Задачею геометричного синтезу (*synthesis*) планетарного редуктора (*planetary mechanism*) є визначення кількості зубців коліс, що забезпечують відтворення редуктором заданого передаточного відношення.

Вихідними даними для проектування планетарного редуктора служать: його структурна схема, передаточне відношення (якщо передаточне відношення редуктора не задано, то його необхідно попередньо знайти), число сателітів. Крім того задано модуль зубчастих коліс для визначення розмірів редуктора.

В завданнях курсового проекту використовуються структурні схеми редукторів, які показані в таблиці 1.2.

### 1.8.1 Послідовність синтезу

Проектування планетарного редуктора доцільно виконати спочатку без застосування ЕОМ, користуючись методом співмножників [5] і отримати один із можливих варіантів підбору зубців. Далі, з метою оптимізації та зменшення часу розрахунків, виконують синтез планетарного редуктора з застосуванням ЕОМ. Результати розрахунків програми як приклад наведені в додатку К. На друк виводяться 5 варіантів, з яких студент повинен вибрати оптимальний із умови найменшої похибки розрахованого передаточного відношення заданому та найменших розмірів передачі.

Вибраний варіант розрахунку числа зубців планетарного редуктора додатково перевіряється на виконання умов співвісності, сусідства та складання.

Умова співвісності вхідного і вихідного валів редукторів, поданих в таблиці при однаковому модулі всіх їх коліс зводиться відповідно до таких рівностей

$$\begin{aligned} z_3 = z_1 + 2z_2, & \text{ (Схема 1);} & z_1 + z_2 = z_3 + z_4, & \text{ (Схема 3);} \\ z_1 + z_2 = z_4 - z_3, & \text{ (Схема 2);} & z_1 - z_2 = z_4 - z_3, & \text{ (Схема 4);} \end{aligned}$$

Умова сусідства, яка враховує можливість вільного розміщення сателітів без зіткнення їх один з одним, приводить їх до нерівностей

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 + z_2} \quad \text{(Схема 1, 2, 3 при } z_2 > z_3),$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_3 + 2}{z_4 - z_3} \quad \text{(Схема 2, 4 при } z_2 < z_3),$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_1 - z_2} \quad \text{(Схема 4 при } z_2 > z_3),$$

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_2 + 2}{z_4 + z_3} \quad \text{(Схема 3 при } z_2 < z_3),$$

де  $k$  – кількість сателітів.

Умова складання, що забезпечує розміщення сателітів у редукторі з рівними кутами між ними і одночасне їх зачеплення з центральними колесами, має вигляд

$$\frac{z_1 U_{IH}}{k} (1 + pk) = N,$$

де  $U_{IH}$  – передаточне відношення редуктора;  $p$  – ціле число повних обертів водила;  $N$  – будь-яке ціле число.

Для забезпечення відсутності підрізання зубців і заклинювання в передачах внутрішнього зачеплення, складених із нульових коліс, необхідно, щоб число зубців коліс з внутрішніми зубцями було

$$z_{BH} \geq z_{\min_{BH}} = 85,$$

а колеса з зовнішніми зубцями, які зачіплюються з ними, повинні мати

$$z_{3B} \geq z_{\min_{3B}} = 20,$$

при цьому різниця чисел зубців цих коліс повинна бути

$$z_{BH} - z_{3B} \geq 8.$$

Для уникнення підрізання зубців в передачах зовнішнього зачеплення потрібно, щоб число зубців меншого колеса

$$z \geq z_{\min} = 17.$$

1.8.2 Визначаємо коефіцієнт корисної дії планетарного редуктора, користуючись формулами таблиці 5 [9].

1.8.3 Кінематичний аналіз планетарного редуктора графічним та аналітичним методами.

Після виконання синтезу редуктора визначаємо радіуси ділительних кіл

$$r_1 = \frac{m_{nl} z_1}{2}, \quad r_2 = \frac{m_{nl} z_2}{2}, \quad r_3 = \frac{m_{nl} z_3}{2}, \quad r_4 = \frac{m_{nl} z_4}{2},$$

де  $m_{nl}$  – модуль зубчастих коліс планетарного редуктора. Вибираємо один із стандартних масштабів довжини і в цьому масштабі креслимо кінематичну схему (рисунок 1.7) планетарного редуктора в двох проекціях (дозволяється креслити на другій проекції тільки половину редуктора за його повною симетрією).

#### **Графічний метод дослідження**

Креслимо картину лінійних швидкостей коліс, поєднуючи її з другою половиною проекції редуктора. Попередньо визначаємо лінійну швидкість точки  $A$  колеса  $1$

$$g_A = \omega_1 r_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} r_1,$$

де  $n_1$  – частота обертання першого колеса редуктора.

З точки  $A$  – полюса зачеплення коліс  $1$  і  $2$ , відкладаємо відрізок  $AA'$ , що зображує вектор лінійної швидкості колеса  $1$ . Довжина відрізка  $AA'$  береться довільно, але так, щоб масштабний коефіцієнт креслення картини

лінійних швидкостей, який розраховується за формулою  $\mu_g = \frac{g_A}{AA'} \left[ \frac{m/c}{mm} \right]$

мав би числові значення  $0,1; 0,2; 0,3; \dots 1; 2$ .

Таблиця 1.2 – Типи планетарних механізмів

Номер схеми	Схема планетарного механізму	Ведуча ланка	Передаточне відношення	
			Розрахункова формула	Інтервал значень
1		1	$U_{1H}^4 = 1 + \frac{z_4}{z_1}$	2,3...8,4
		4	$U_{4H}^1 = 1 + \frac{z_1}{z_4}$	1,5...1,8
2		1	$U_{1H}^1 = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$	2,3...16
		4	$U_{4H}^1 = 1 + \frac{z_3 \cdot z_1}{z_4 \cdot z_2}$	1,1...1,8
3		1	$U_{1H} = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$	-24...1
		H	$U_{H1}^4 = \frac{1}{U_{1H}^4}$	1...1600
4		1	$U_{1H}^4 = 1 - \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$	-4,5...0,8
		H	$U_{H1}^4 = \frac{1}{U_{1H}^4}$	35...300

Швидкість центра  $O$  колеса  $1$  дорівнює нулю. Закон розподілення швидкостей – лінійний, тому, з'єднаючи прямою лінією точку  $O$  з кінцем вектора швидкості точки  $A$ , одержимо закон розподілення швидкостей для колеса  $1$  у вигляді прямої лінії  $OA'$  (рисунок 1.7, б), що утворює кут  $\psi_1$  з вертикаллю.

Колеса  $2$  і  $3$  вступають як єдине тверде тіло – блок шестерень. Швидкість точки  $C$  колеса  $3$  дорівнює нулю – вона є миттєвим центром швидкостей цього блока, тому що колесо  $4$  нерухоме. З'єднаючи точки  $A'$  і  $C$ , одержимо закони розподілення швидкостей коліс  $2$  і  $3$  у вигляді лінії  $A'C$ , яка утворює кут  $\psi_2 = \psi_3$  з вертикаллю. Цьому закону підпорядкована також точка  $B$  центра блока, яка водночас є точкою водила  $H$ . З точки  $B$  проводимо горизонтальну лінію до перетину з лінією  $A'C$  у точці  $B'$  з точкою  $O$ , отримуємо пряму розподілення швидкостей для водила  $H$ , яка утворює кут  $\psi_H$  з вертикаллю.

Переходимо до креслення *діаграми частот обертання* коліс (рисунок 1.7, в).

Проводимо горизонтальну пряму. З довільної точки  $O$  проводимо перпендикуляр, на якому відкладаємо відрізок  $OP$  довільної довжини (20...50 мм). З полюсу  $P$  проводимо промені  $Pa$ ,  $Pc$ ,  $PH$  під кутами  $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ,  $\psi_H$  до перетину з горизонтальною прямою. Утворені відрізки  $Oa$ ,  $Oc$ ,  $OH$  зображають відповідно у масштабному коефіцієнті  $\mu_n$ , що розраховується

за формулою 
$$\mu_n = \frac{n_1}{(Oa)} \left[ \frac{\text{об/хв}}{\text{мм}} \right],$$
 частоти обертання коліс  $1, 2, 3$  та  $H$ .

Результати дослідження слід звести в таблицю Г.2 (додаток Г).

#### **Аналітичний метод дослідження**

Підраховуємо частоту обертання водила  $H$ , знаючи частоту обертання колеса  $1$

$$n_H = \frac{n_1}{U_{1H}},$$

де  $U_{1H}$  – розрахункове передаточне відношення планетарного редуктора.

Частоту обертання сателітів визначаємо на основі методу зворотного руху (метод Вілліса). Для планетарного механізму у зворотному русі маємо

$$U_{24}^{(H)} = \frac{n_2 - n_H}{-n_H} = \frac{z_4}{z_3} = 1 - \frac{n_2}{n_H} = 1 - U_{2H}^{(4)}.$$

$$\text{Звідси } n_2 = n_H \left( 1 - \frac{z_4}{z_3} \right).$$

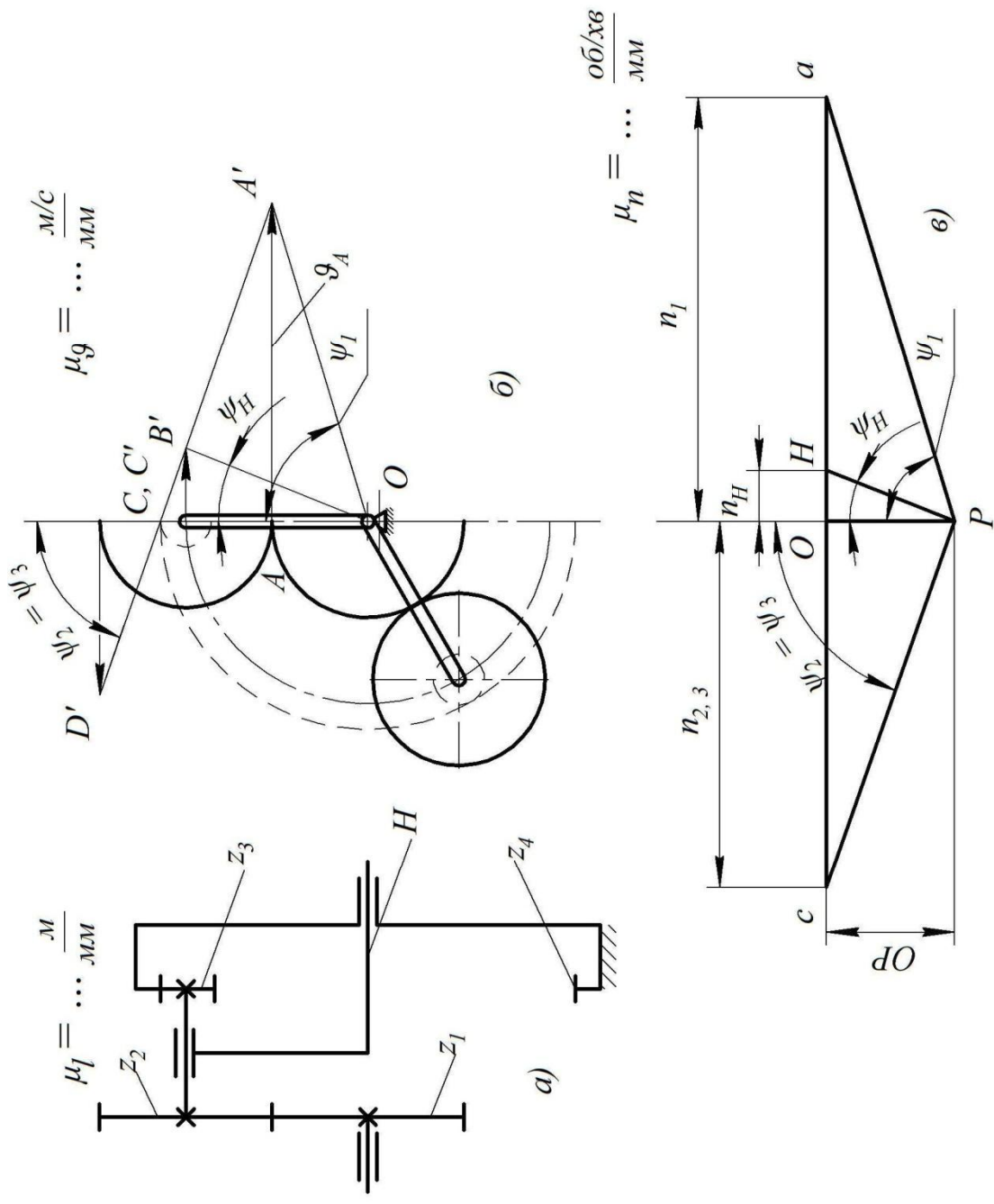


Рисунок 1.7 – Кінематичне дослідження планетарного редуктора  
 а – схема планетарного редуктора; б – картина лінійних швидкостей; в – картина частоти обертання



Результати кінематичного дослідження редуктора аналітичним методом заносимо в таблицю, порівнюємо з графічним та визначаємо похибку.

### **1.9 Рекомендована послідовність виконання синтезу та аналізу зубчастої передачі**

1. Вибрати вихідні дані відповідно до заданої схеми та варіанта. Ознайомитися з параметрами вихідного контура.

2. Залежно від типу зачеплення зубчастої передачі вибрати коефіцієнти зміщення (при заданій міжосьовій відстані  $a_w$  розрахувати необхідні коефіцієнти зміщення  $x_1$  та  $x_2$ ) та визначити кут зачеплення  $\alpha_w$ .

3. Розрахувати геометричні параметри заданої евольвентної пари циліндричних зубчастих коліс. Виконати перевірку результатів розрахунків за допомогою ЕОМ.

4. Побудувати картину евольвентного зубчастого зачеплення в торцевому перерізі. На кресленні показати не менше трьох зубців на кожному колесі. Масштаб побудови вибрати таким, щоб висота зубця на кресленні становила не менше 45 мм. Виділити на кресленні теоретичну та активну лінії зачеплення, активні ділянки профілів зубців, показати основні розміри.

5. Скласти таблицю параметрів (основні дані, дані для контролю і довідкові дані), яку розмістити на кресленні відповідно до вимог ЄСКД.

6. Розрахувати якісні показники (коефіцієнти перекриття зубчастої пари, відносного ковзання та питомого тиску) і побудувати їх діаграми.

7. Вибрати вихідні дані для проектування планетарної передачі (при необхідності визначити передаточне відношення планетарного механізму).

8. Виконати розрахунок (вибір кількості зубців планетарного механізму) методом співмножників [5], отримані результати зіставити з результатами розрахунку на ЕОМ.

9. Перевірити умови співвісності, сусідства та складання.

10. Розрахувати ККД планетарного механізму.

11. Визначити розміри зубчастих коліс планетарного механізму для вибраного варіанта чисел зубців (із умови мінімальних розмірів передачі) та накреслити його кінематичну схему у вибраному масштабі на кресленні.

12. Побудувати діаграми лінійних та кутових швидкостей, виконати кінематичне дослідження планетарного механізму графічним та аналітичним методами.

### **1.10 Запитання для самоперевірки**

1. Які зубчасті передачі називають евольвентними? Їх особливості.
2. Які кола зубчастого колеса називають основним, ділильним, початковим?
3. Що називають модулем і кроком зубчастого зачеплення?
4. Що називається коефіцієнтом перекриття?

5. Дайте означення дуги зачеплення, лінії зачеплення.
6. Які зубчасті колеса називають нульовими?
7. Які зубчасті колеса називають коригованими? Що таке коефіцієнт зміщення?
8. Запишіть формули для обчислення міжосьової відстані пари нульових та коригованих зубчастих коліс.
9. Яке зачеплення зубчастих коліс називають рівнозміщеним, нерівнозміщеним?
10. Що називають коефіцієнтом сприйманого зміщення? Як впливає його значення на величину міжосьової відстані зубчастого зачеплення?
11. Що таке передаточне число і передаточне відношення? Як визначається знак передаточного відношення?
12. Як формулюється основна теорема зачеплення?
13. Евольвента кола та її властивості.
14. Параметри вихідного контура зубчастої рейки.
15. Висота зубця, висота ділильної головки і ніжки зубця.
16. Поняття про кут профілю зубців і кут зачеплення.
17. Радіальний зазор і коефіцієнт радіального зазору.
18. Явища загострення, підрізання та інтерференції зубців.
19. Переваги та недоліки косозубих і шевронних зубчастих передач.
20. Що характеризує коефіцієнт ковзання?
21. Що характеризує коефіцієнт питомого тиску?
22. Як визначається передаточне відношення планетарного редуктора?
23. Сформулюйте умови співвісності, сусідства та складання.
24. Як обчислити абсолютну кутову швидкість сателіта?
25. Переваги та недоліки планетарних передач.
26. Що називають миттєвим центром обертання сателіта?
27. Радіус кривизни евольвенти на початку зачеплення, в полюсі і в кінці зачеплення.
28. Робоча ділянка лінії зачеплення і дуга зачеплення.
29. Активна лінія зачеплення і крок евольвентного зачеплення. Залежність між ними.
30. Умовні позначення всіх геометричних і кінематичних параметрів зубчастих передач за Державним стандартом.

## 2 КІНЕМАТИЧНИЙ ТА СИЛОВИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

### 2.1 Проектування кінематичних схем важільних механізмів

Для побудови кінематичної схеми механізму в багатьох завданнях курсового проекту виникає необхідність попередньо визначити розміри ланок (точніше – відстані між осями шарнірів). Вихідними умовами для проектування (синтезу) кінематичних схем служать структурна схема механізму та певні додаткові дані (наприклад, або середня швидкість  $\vartheta_{cp}$  вихідної ланки, або коефіцієнт зміни середньої швидкості  $k_v$  цієї ланки, або параметри, що визначають крайні положення механізму, в деяких випадках враховується допустиме значення кута тиску і т. ін.).

До складу багатьох машин входять такі типові важільні механізми, як кривошипно-повзунні, кривошипно-коромислові та кулісні. Розглянемо найбільш характерні приклади розв'язання задач синтезу таких механізмів, що зустрічаються в завданнях курсового проектування.

#### Синтез кривошипно-повзунного механізму

**Приклад 2.1** Задано: середня швидкість  $\vartheta_{Bcp}$  [м/с] повзуна (рисунок 2.1); частота обертання  $n_1$ , [хв<sup>-1</sup>] кривошипа; співвідношення довжини ( $l_2$ ) шатуна (piston-rod) і кривошипа (crank) ( $l_1$ ) –  $\lambda = l_2 / l_1$ . Необхідно визначити  $l_1$  і  $l_2$ .

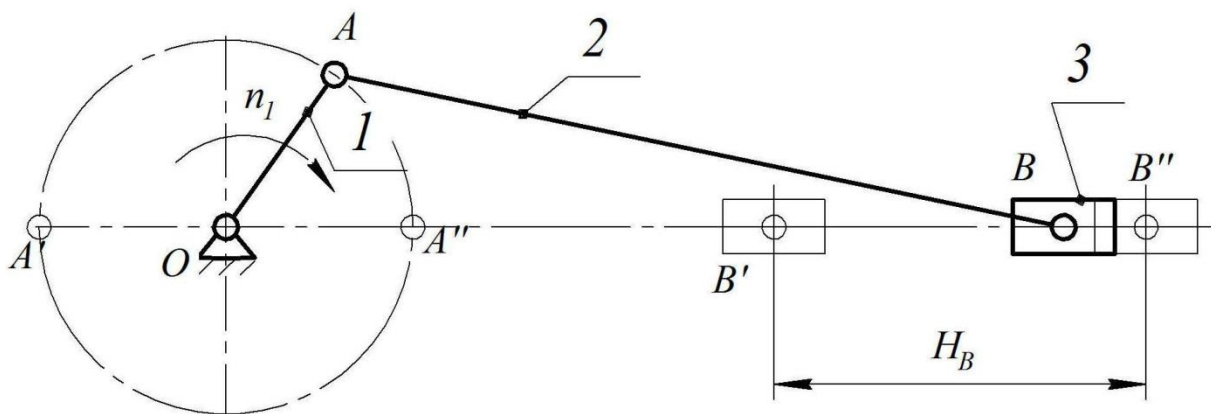


Рисунок 2.1 – Синтез центрального кривошипно-повзунного механізму

Для розв'язування задачі скористаємося залежностями. Період одного оберту  $T = \frac{60}{n_1}$  [с]. Середня швидкість  $\vartheta_{Bcp}$  і переміщення  $H_B = 2l_1$  повзуна знаходяться в залежності

$$\vartheta_{Bcp} = \frac{2H_B}{T} = \frac{2H_B \cdot n_1}{60} = \frac{l_1 \cdot n_1}{15}. \quad (2.1)$$

Отже, шукані розміри ланок:

$$l_1 = \frac{15 \cdot g_{B.pc}}{n_1}, \quad l_2 = \lambda \cdot l_1. \quad (2.2)$$

### Синтез кривошипно-коромислових механізмів

**Приклад 2.2** Вихідні дані: довжина коромисла  $l_{CD}$ , два його крайніх положення визначені кутами  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$ , міжосьова відстань  $l_{AD}$  (рисунок 2.2). Визначити довжини кривошипа і шатуна.

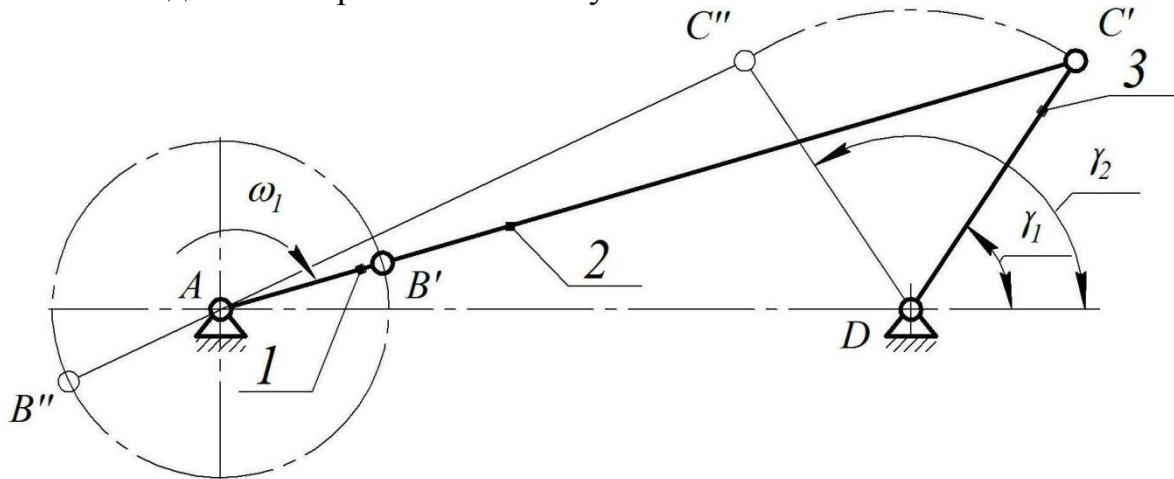


Рисунок 2.2 – Синтез кривошипно-коромислового механізму

З  $\triangle AC'D$  і  $\triangle AC''D$  знаходимо відстані

$$l_{AC} = \sqrt{l_{DC}^2 + l_{AD}^2 + 2l_{DC} \cdot l_{AD} \cdot \cos \gamma_1}, \quad (2.3)$$

$$l_{AC'} = \sqrt{l_{DC}^2 + l_{AD}^2 + 2l_{DC} \cdot l_{AD} \cdot \cos \gamma_2}.$$

Оскільки

$$l_{AC'} = l_{AB} + l_{BC}, \quad l_{AC''} = l_{BC} - l_{AB}, \quad (2.4)$$

то

$$l_{AB} = \frac{l_{AC'} - l_{AC''}}{2}, \quad l_{BC} = \frac{l_{AC'} + l_{AC''}}{2}.$$

**Приклад 2.3** Вихідні дані: довжина коромисла  $l_{CD}$ , два його крайніх положення за допомогою кутів  $\gamma_1$  і  $\gamma_2$  ( $\beta = \gamma_1 - \gamma_2$ ), коефіцієнт зміни середньої швидкості  $k_\omega$  коромисла. Визначити:  $l_{AB}$ ,  $l_{BC}$ ,  $l_{DA}$  (рисунок 2.3).

Відношення середніх швидкостей робочого і холостого ходів називають коефіцієнтом зміни середньої швидкості вихідної ланки:

$$k_\omega = \frac{(\omega_{зсп})_{xx}}{(\omega_{зсп})_{px}} = \frac{\beta / t_{xx}}{\beta / t_{px}} = \frac{\varphi_{px} / \omega_1}{\varphi_{xx} / \omega_1} = \frac{\varphi_{px}}{\varphi_{xx}} = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta}, \quad (2.5)$$

де  $t_{xx}$ ,  $t_{px}$  – час відповідно холостого і робочого ходу механізму;  $\varphi_{xx}$ ,  $\varphi_{px}$  – кути повороту кривошипа, які відповідають холостому і робочому ходам механізму.

Якщо коефіцієнт  $k_\omega$  є заданою величиною, то при синтезі визначають кут перекриття:

$$\theta = 180^\circ \frac{k_\omega - 1}{k_\omega + 1}. \quad (2.6)$$

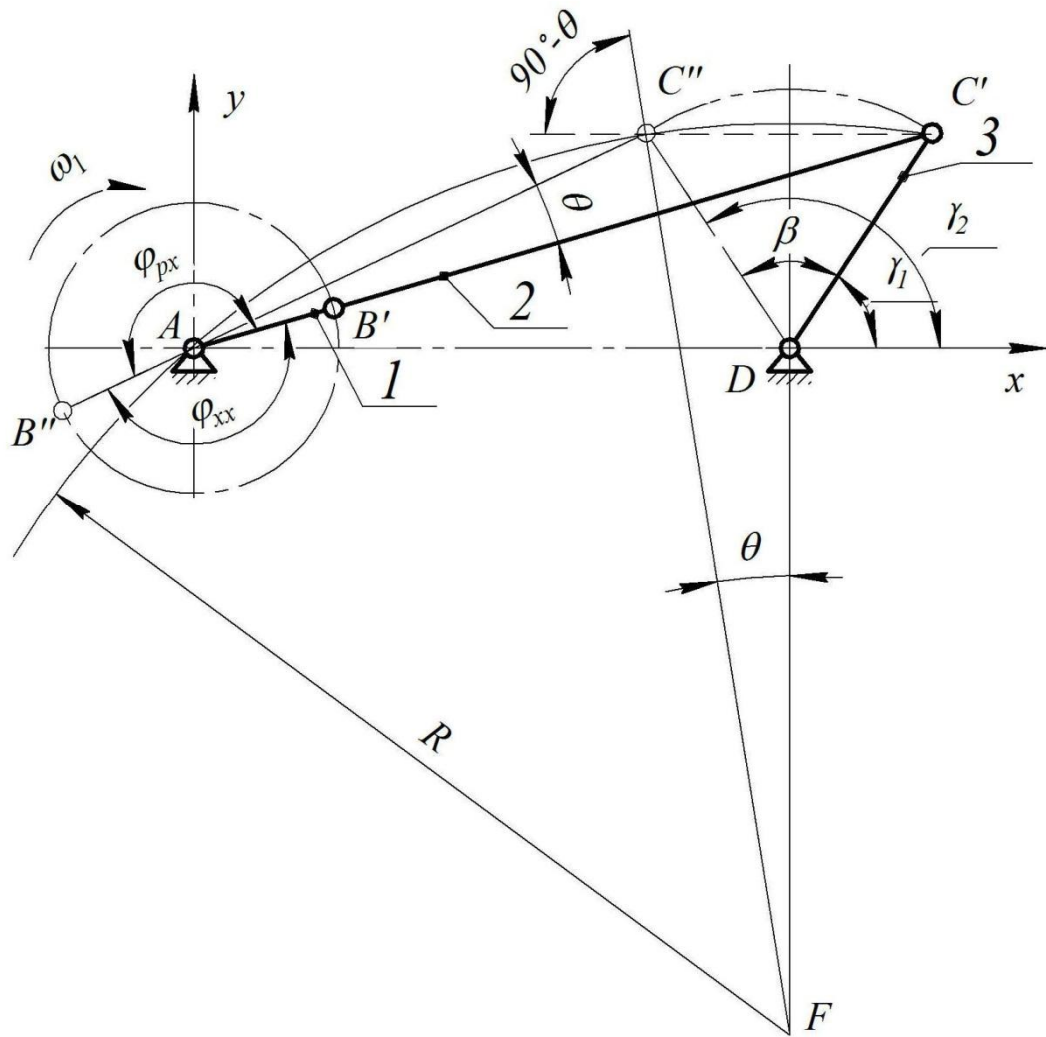


Рисунок 2.3 – Синтез кривошипно-коромислового механізму

Щоб відшукати центр обертання  $A$  кривошипа, необхідно кутовий хід  $\beta$  розділити прямою  $DE$  навпіл і через точку  $C''$  провести пряму  $C''F$  під кутом  $\theta$  до напрямку  $DE$ . Отримаємо їх точку перетину  $F$ . Коло радіусом  $l_{FC''} = R \in$  геометричним місцем шуканих центрів обертання кривошипа, оскільки в будь-якій точці цього кола вписаний  $\Delta C'AC''$  дорівнює половині центрального  $\Delta C'FC'' = 2\theta$ , що опираються на ту ж дугу  $C'C''$ . Точка  $A$  перетину вказаного кола з віссю абсцис і є центром обертання кривошипа. Подальше розв'язування задачі зводиться до синтезу механізму за двома крайніми положеннями коромисла (див. приклад 2.2). Довжини кривошипа  $l_{AB}$  і шатуна  $l_{BC}$  знаходяться за формулами (2.4)

### Синтез кривошипно-кулісних механізмів

**Приклад 2.4** Вихідні дані: коефіцієнт зміни середньої швидкості  $k_\omega$  довбача, відстань  $l_{AC}$ , хід  $H_E$  довбача і максимально допустимий кут  $\nu$  тиску. Визначити:  $l_{CD}$ ,  $l_{DE}$  і  $l_0$  (рисунок 2.4).

При відомому  $k_\omega$  знаходимо кут  $\theta$  хитання куліси

$$\theta = 180^\circ \frac{k_\omega - 1}{k_\omega + 1}. \quad (2.7)$$

Знаходимо довжину кривошипа

$$l_{AB} = l_{AC} \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right). \quad (2.8)$$

З чотирикутника  $DD'E'E''$ , який є паралелограмом, знаходимо  $l_{D'D''} = H_E$ ;

$$l_{DC} = \frac{H_E}{2 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)}. \quad (2.9)$$

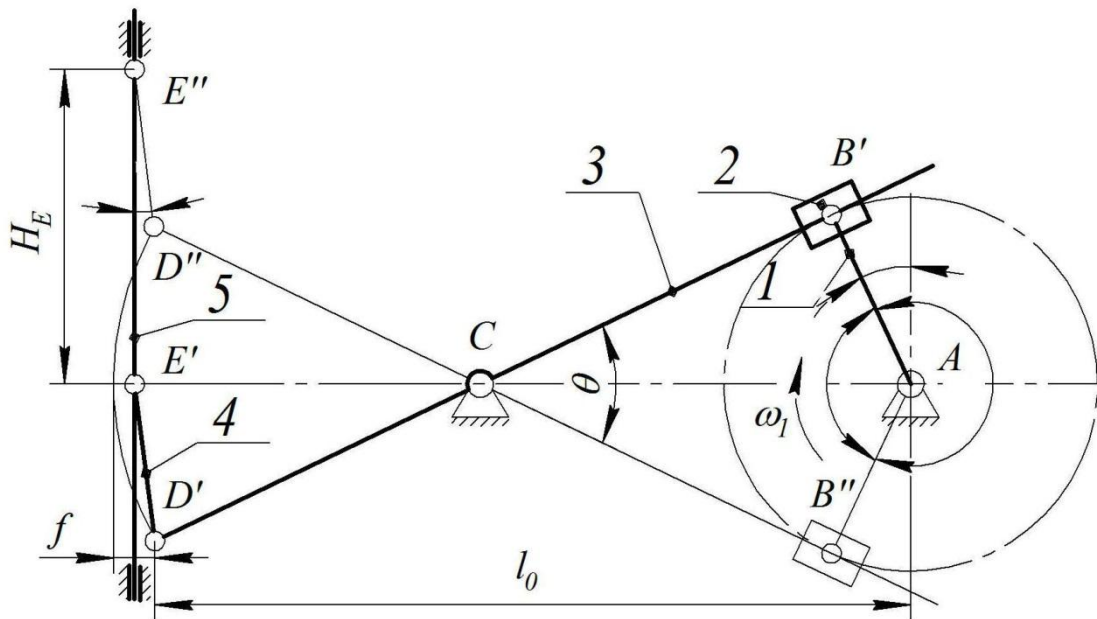


Рисунок 2.4 – синтез важільного механізму з хитною кулісою

З метою зменшення кута тиску  $\nu$  напрямну п'ятої ланки необхідно розмістити так, щоб вона ділила стрілу  $f$  пополам, тоді

$$l_0 = l_{AC} + l_{CD} \cdot \cos \theta + \frac{f}{2}, \quad (2.10)$$

де  $f = l_{CD} \left(1 - \cos \frac{\theta}{2}\right)$ .

Довжина шатуна 4 виражається через заданий допустимий кут тиску  $\nu$ .

$$l_{DE} = \frac{f}{2 \sin \nu}. \quad (2.11)$$

**Приклад 2.5** Вихідні дані: довжина  $l_1 = l_{AB}$ , кривошипа, хід  $H$  повзуна 5; коефіцієнт зміни його середньої швидкості  $k_\omega$ . Визначити  $l_{AC}$ ,  $l_{CD}$ ,  $l_{DE}$ .

Знаючи  $k_\omega$ , визначаємо кут перекриття

$$\theta = 180^\circ \frac{k_\omega - 1}{k_\omega + 1}. \quad (2.12)$$

Відстань  $l_0 = l_{AC}$  між осями обертання кривошипа 1 і куліси 3 із  $\triangle AB'C$  визначається за формулою

$$l_{AC} = l_{AB} \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right). \quad (2.13)$$

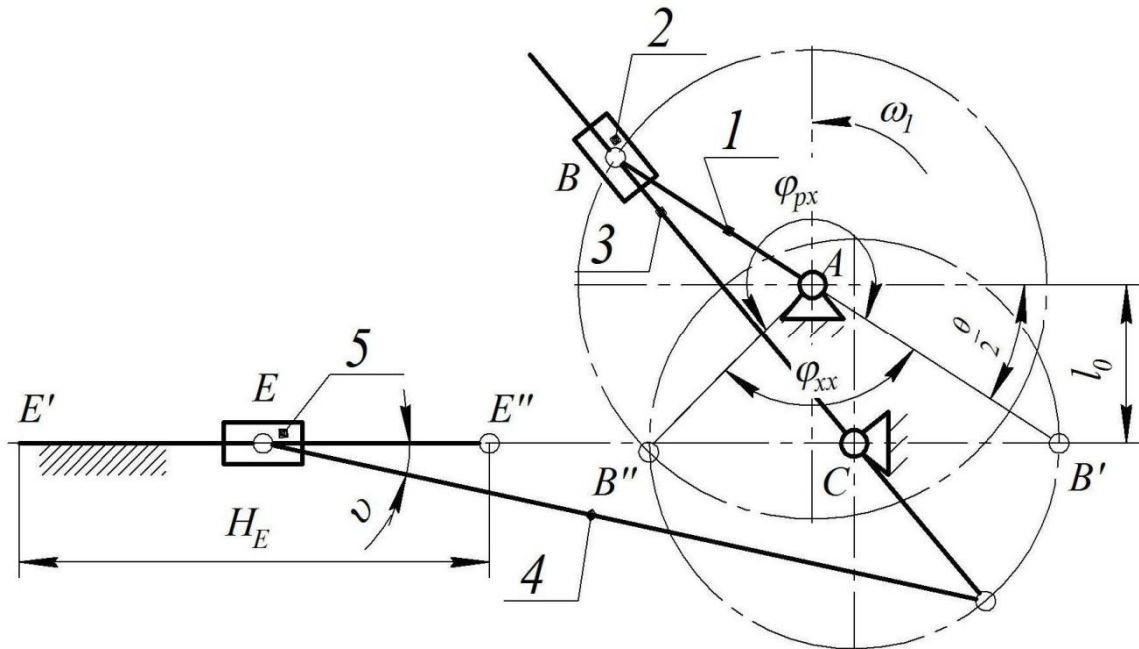


Рисунок 2.5 – Синтез важільного механізму з обертовою кулісою  
Крайні положення точки  $E$  повзуна ( $E'$  і  $E''$ ), коли напрями куліси 3 і шатуна 4 збігаються. Тому довжина кривошипа  $CD$ :

$$l_{CD} = \frac{H_E}{2}. \quad (2.14)$$

Довжина шатуна вибирається із умови, щоб максимальна величина кута тиску  $\nu$  не перевищувала допустимого значення  $\nu_{\text{доп}}$ , тому

$$l_{DE} \geq \frac{H_E}{2 \sin \nu_{\text{доп}}}. \quad (2.15)$$

Приклади геометричного синтезу інших типів важільних механізмів розглянуті в рекомендованій до курсового проекту літературі [2, 5].

## 2.2 Кінематичне дослідження важільних механізмів

Основними задачами кінематичного дослідження є визначення положень ланок механізму та його окремих точок, їх траєкторій, швидкостей і прискорень.

Ці задачі можуть бути розв'язані графічним, графоаналітичним і аналітичним способами.

### 2.2.1 Побудова планів положень ланок механізму

*Планом положень* механізму називають графічне зображення кінематичної схеми механізму, що відповідає певному положенню початкової ланки у вибраному масштабі (доцільно приймати один із стандартних масштабів М1:1; 2:1; 2,5:1 і т. д. або 1:2; 1:2,5; 1:4 і т. д.). Стандартний масштаб в теорії машин і механізмів записується за допомогою масштабного коефіцієнта довжини.

*Масштабний коефіцієнт довжини* – відношення натурального розміру в метрах до відрізка на кресленні в мм, який зображає цей розмір. Таким чином, масштабу М1:1 відповідає масштабний коефіцієнт  $\mu_l = 0,001 \frac{м}{мм}$ , масштабу М1:2 –  $\mu_l = 0,002 \frac{м}{мм}$  і т. д.

Для побудови плану положень повинні бути задані: кінематична схема механізму, закон руху ведучої ланки.

При виконанні курсового проекту план механізму будується для дванадцяти його положень. При цьому за нульове положення механізму приймається таке, при якому вихідна ланка (до якої прикладена сила корисного опору або рушійна сила) знаходиться в одному з її крайніх положень. Побудова положень всіх інших ланок механізму виконується методом засічок.

Більш детально побудова плану положень механізму розглянута в прикладі оформлення курсового проекту (додаток Н).

### 2.2.2 Побудова планів швидкостей і прискорень

Графоаналітичний метод (метод планів швидкостей і прискорень) дає можливість визначити лінійні швидкості і прискорення всіх точок механізму, кутові швидкості і прискорення всіх ланок механізму в заданому його положенні.

*Планом швидкостей (прискорень)* механізму називають графічне зображення у вигляді відрізків, що відповідають за модулем і за напрямком швидкостям (прискоренням) різних точок ланок механізму в даний момент часу.

В курсовому проекті кінематичне дослідження виконується графоаналітичним методом для контрольних положень механізму (12 планів швидкостей та 1 план прискорень), а також аналітичним методом.

Для побудови планів швидкостей і прискорень попередньо нагадаємо деякі положення кінематики плоского руху абсолютно твердого тіла, які вивчаються в курсі теоретичної механіки.

Якщо тіло здійснює поступальний рух (рисунок 2.6, а), то швидкості а також і прискорення двох будь-яких довільних точок рівні між собою

$$\vec{v}_A = \vec{v}_B; \vec{a}_A = \vec{a}_B.$$

Якщо тіло здійснює обертальний рух навколо нерухомої точки О (рисунок 2.6, б), то швидкість точки А дорівнює:



$$v_A = \omega \cdot l_{OA} \text{ (м/с)}, \quad (2.16)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість тіла в  $\text{с}^{-1}$ ;  $l_{OA}$  – відстань між точками  $O$  і  $A$  в метрах. Вектор  $v_A$  напрямлений по дотичній до кола (перпендикулярно до прямої  $OA$ ) в напрямку кутової швидкості тіла.

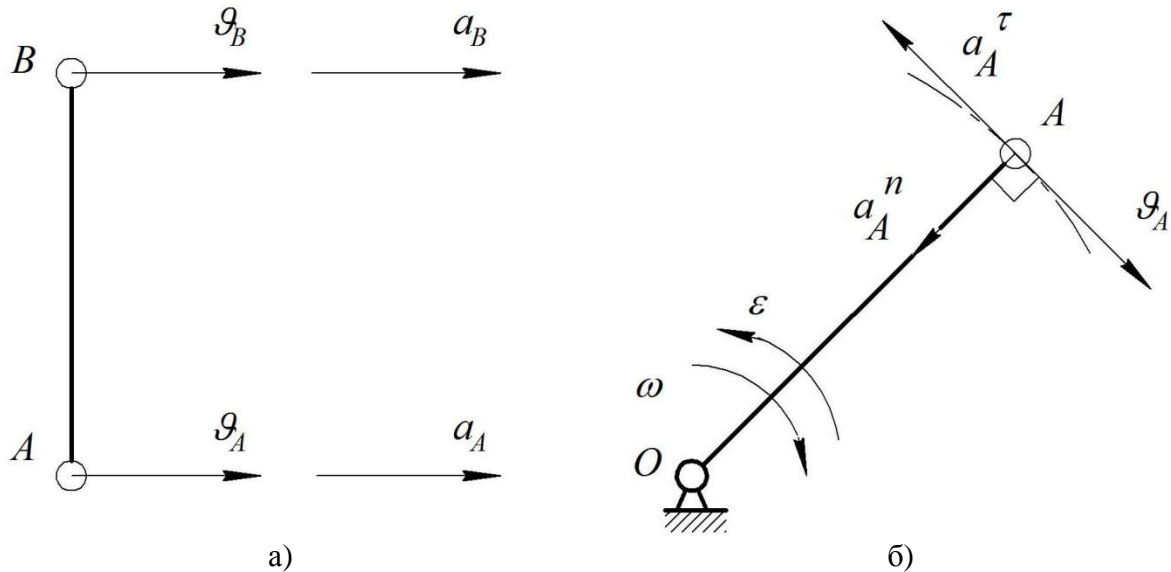


Рисунок 2.6. – Кінематика поступального (а) і обертального (б) руху тіл  
Прискорення точки  $A$  при обертальному русі визначається як векторна сума:

$$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau, \quad (2.17)$$

де  $\vec{a}_A^n$  – нормальне (доцентрове) прискорення;  $\vec{a}_A^\tau$  – тангенціальне (дотичне) прискорення.

Нормальне прискорення визначається за формулою:

$$a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}, \text{ (м/с}^2\text{)}. \quad (2.18)$$

Напрявлене нормальне прискорення  $\vec{a}_A^n$  до центра обертання, від точки  $A$  до точки  $O$  вздовж прямої  $OA$ . Тангенціальне прискорення дорівнює

$$a_A^\tau = \varepsilon \cdot l_{OA}, \text{ (м/с}^2\text{)}, \quad (2.19)$$

де  $\varepsilon$  – кутове прискорення тіла в  $\text{с}^{-2}$ .

Якщо тіло здійснює обертальний рух з постійною кутовою швидкістю ( $\omega = \text{const}$ ), то

$$\varepsilon = 0 \text{ і } a_A^\tau = 0,$$

тоді

$$a_A = a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}. \quad (2.20)$$

У випадку коли тіло здійснює плоско-паралельний рух, то такий складний рух тіла можна розкласти на два рухи – переносний поступальний з довільно вибраною точкою і відносний обертальний навколо цієї точки. Тоді швидкість  $v_B$  довільної точки  $B$  тіла (рисунок 2.7) буде дорівнювати сумі швидкостей вказаних двох рухів

$$v_B = v_A + v_{BA}, \quad (2.21)$$

де  $\mathcal{G}_A$  – швидкість переносного руху точки  $A$ ;  $\mathcal{G}_{BA}$  – швидкість точки  $B$  в обертальному русі тіла навколо точки  $A$ . Значення цієї швидкості дорівнює

$$\mathcal{G}_{BA} = \omega_{AB} \cdot l_{BA} \text{ (м/с)}, \quad (2.22)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість тіла в  $\text{с}^{-1}$ ;  $l_{AB}$  – відстань між точками  $A$  і  $B$  в метрах. Вектор  $\mathcal{G}_{BA}$  напрямлений перпендикулярно до прямої  $AB$ .

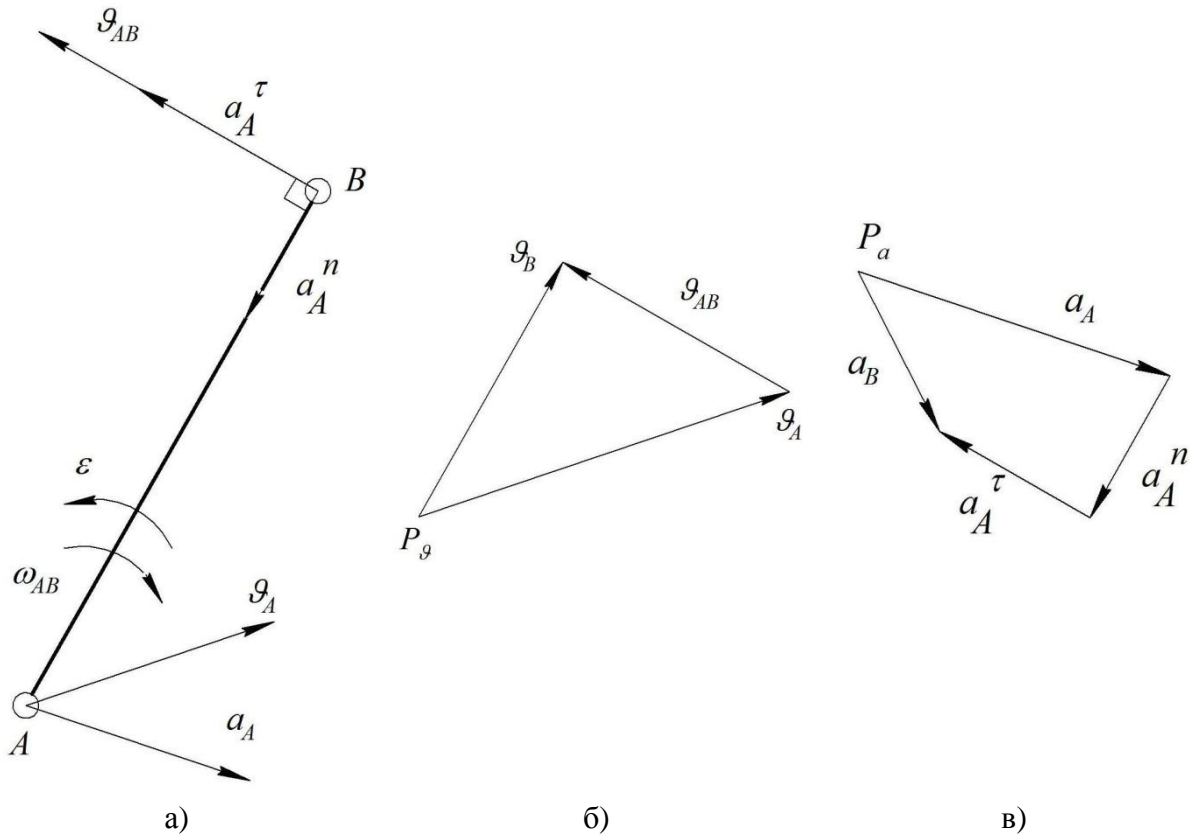


Рисунок 2.7 – Кінематика плоско-паралельного руху тіла

Аналогічно маємо для прискорень:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}. \quad (2.23)$$

В свою чергу прискорення  $\vec{a}_{BA}$  в обертальному русі можна розкласти на два прискорення:

$$\vec{a}_{BA} = \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau, \quad (2.24)$$

де  $\vec{a}_{BA}^n$  - нормальне прискорення,  $\vec{a}_{BA}^\tau$  - тангенціальне прискорення. Нормальне прискорення визначається за формулою:

$$a_{BA}^n = \omega_{BA}^2 \cdot l_{BA}, \text{ (м/с}^2\text{)}. \quad (2.25)$$

Прискорення  $a_{BA}^n$  напрямлене від точки  $B$  до точки  $A$  вздовж прямої  $AB$ . Тангенціальне прискорення дорівнює

$$a_{BA}^\tau = \varepsilon \cdot l_{BA}, \text{ (м/с}^2\text{)},$$

де  $\varepsilon$  – кутове прискорення тіла в  $\text{с}^{-2}$ . З врахуванням (2.24) формула (2.23) для прискорення точки  $B$  приймає вигляд:

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^\tau. \quad (2.26)$$

На рисунку 2.7, а зображено тіло, яке здійснює плоско-паралельний рух, на рисунку 2.7, б – векторний багатокутник швидкостей, на рисунку

2.7, в – векторний багатокутник прискорень. Такі багатокутники називаються планами швидкостей та прискорень тіла.

Побудова планів швидкостей і прискорень механізму виконується, починаючи від ведучої ланки в послідовності нашарування структурних груп.

Докладніше кінематичне дослідження методом планів швидкостей і прискорень розглянуто для конкретного механізму в прикладі оформлення курсового проекту (додаток Н).

### 2.2.3 Аналітична кінематика механізмів

Розглянуті раніше графічні та графоаналітичні методи дослідження кінематики прості і наочні, але не завжди забезпечують достатню точність розрахунків, крім того ці методи обмежують можливість використання ЕОМ з метою оптимізації розрахунків.

Суть *аналітичного* методу полягає в тому, що такі кінематичні параметри, як лінійна та кутові координати (переміщення), швидкості і прискорення виражають у вигляді математичних залежностей (аналітичних виразів).

В основу аналітичної кінематики механізмів покладено метод Зінов'єва, згідно з яким всякий механізм, що складається із замкненого кінематичного ланцюга з нижчими парами, можна зобразити у вигляді *замкненого векторного контура* або системи замкнутих векторних контурів, замінивши умовно ланки механізму векторами.

За початок векторного контура зручніше приймати нерухому точку (стояк). Кожен вектор має початком та кінцем кінематичні пари, в які входять ланки. Модуль вектора може бути як постійним, так і змінним. Напрямок кожного вектора визначається кутом, що відраховується проти годинникової стрілки від лінії, яка паралельна осі  $x$  обраної системи координат і проведена через початок відповідного вектора. Знак вектора приймається плюс, якщо напрям вектора збігається з напрямом обходу контура за годинниковою стрілкою.

Умову замкненості векторних контурів можна записати

$$\sum \vec{L}_m = 0 \text{ або } \sum \vec{L}_k = \sum \vec{L}_n, \quad (2.27)$$

де  $m$  – кількість ланок механізму,  $k$  та  $n$  – кількість ланок, які складають окремі замкнені контури в загальній системі, причому

$$k + n = m.$$

Якщо в рівняннях (2.27) більше трьох складових, необхідно ввести допоміжні фіктивні вектори, поділивши векторні багатокутники на трикутники. Це значно полегшує розв'язання задачі.

Векторні рівняння можуть бути записані в *проекціях на осі координат* або подані в іншому вигляді, наприклад

$$L_1 \vec{e}_1 + L_2 \vec{e}_2 = L_3 \vec{e}_3, \quad (2.28)$$

де  $\vec{e}_1, \vec{e}_2, \vec{e}_3, \dots$  – одиничні вектори-орти векторів  $\vec{L}_1, \vec{L}_2, \vec{L}_3, \dots$ , які в загальному вигляді можна подати через вектори-орти  $\vec{i}$  та  $\vec{j}$  прямокутної системи координат

$$\vec{e}_m = \vec{i} \cos \varphi_m + \vec{j} \sin \varphi_m. \quad (2.29)$$

Положення центрів ваги ланок або інших їх точок визначаються радіусами-векторами, початок яких приймають в полюсі обраної системи координат і складовими яких є вектори замкнених багатокутників, або їх частин:

$$L_i = L_p + L_{ip} \cdot \vec{e}_i. \quad (2.30)$$

В проекціях на осі координат рівняння (2.30) набуває вигляду:

$$x_i = x_p + L_{ip} \cdot e_{ix}, \quad y_i = y_p + L_{ip} \cdot e_{iy}, \quad (2.31)$$

де  $e_{ix} = \cos \varphi_i$ ,  $e_{iy} = \sin \varphi_i$ .

Аналітичне дослідження механізмів зручно виконувати з використанням *аналогів швидкостей і прискорень або передаточних функцій*, оскільки для даної кінематичної схеми механізму останні залежать тільки від узагальненої координати і не залежать від закону руху вихідної ланки. Це означає, що кінематичні дослідження можна виконувати лише геометричними методами.

*Передаточною функцією* називають відношення кутової швидкості ланки або швидкості ланки, або проекції швидкості точки на ту чи іншу вісь до узагальненої швидкості. Якщо прийняти в механізмі за узагальнену координату кут  $\varphi_1$ , що визначає положення ведучої ланки (при  $W = 1$ ), то  $\omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}$  є узагальнена швидкість.

Припустимо, що ланка  $m$  здійснює обертальний рух, а ланки  $n$  і  $k$  – поступальний рух, який описується координатами  $q_n, q_k$ .

Тоді передаточні функції мають вигляд:

$$U_{m_1} = \frac{\omega_m}{\omega_1}; \quad V_{q_{n_1}} = \frac{\vartheta_n}{\omega_1}; \quad V_{q_{k_x}} = \frac{\vartheta_{k_x}}{\omega_1}; \quad V_{q_{k_y}} = \frac{\vartheta_{k_y}}{\omega_1}. \quad (2.32)$$

Передаточна функція може бути як безрозмірною (наприклад  $U_{m_1}$ ), так і мати розмірність ( $V_{q_{n_1}}, V_{q_{k_x}} \dots$ ) в залежності від того, який рух здійснює ведуча ланка, передаточні функції мають розмірність довжини (м) при обертальному русі ведучої ланки або кривизни (1/м) при її поступальному русі.

Приймаючи до уваги, що

$$\omega_m = \frac{d\varphi_m}{dt}; \quad \omega_1 = \frac{d\varphi_1}{dt}; \quad \vartheta_n = \frac{dS_n}{dt},$$

можна також записати передаточні функції у вигляді:

$$U_{m_1} = \frac{d\varphi_m}{d\varphi_1} = \varphi'_m; \quad V_{q_{n_1}} = \frac{dS_n}{d\varphi_1} = S'_n; \quad V_{q_{k_x}} = \frac{dX_m}{d\varphi_1} = X'_k, \quad (2.33)$$

де  $\varphi'_m, S'_n, X'_k$  – частинні похідні різних координат або їх проєкцій за узагальненою координатою  $\varphi_1$ . Інакше їх ще називають *аналогами швидкостей*.

Диференціюючи рівняння (2.28) і (2.29) за координатою  $\varphi_1$  отримуємо

$$L_1 e'_1 + L_2 e'_2 = L_3 e'_3, \quad (2.34)$$

$$\text{де } e'_1 = \frac{de'_2}{d\varphi_3}, \quad e'_2 = \frac{de'_2}{d\varphi_2}, \quad e'_3 = \frac{de'_3}{d\varphi_3},$$

$$\frac{de_m}{d\varphi_1} = e'_m = -\bar{i} \sin \varphi_m \frac{d\varphi_m}{d\varphi_1} + \bar{j} \cos \varphi_m \frac{d\varphi_m}{d\varphi_1},$$

або

$$\bar{e}_m = (\bar{j} \cos \varphi_m - \bar{i} \sin \varphi_m) U_{m_1}. \quad (2.35)$$

Для зручності аналітичних розрахунків кінематики механізмів нагадаємо деякі основні відомості з векторної алгебри:

$$\begin{aligned} \bar{e}_m \bar{e}_n &= (\bar{i} \cos \varphi_m + \bar{j} \sin \varphi_m)(\bar{i} \cos \varphi_n + \bar{j} \sin \varphi_n) = \\ &= \cos \varphi_m \cos \varphi_n + \sin \varphi_m \sin \varphi_n = \cos(\varphi_m + \varphi_n), \end{aligned} \quad (2.36)$$

$$\begin{aligned} \bar{e}'_m \bar{e}_n &= (-\bar{i} \sin \varphi_m + \bar{j} \sin \varphi_m) U_{m_1} (\bar{i} \cos \varphi_n + \bar{j} \sin \varphi_n) = \\ &= (\cos \varphi_m \sin \varphi_n - \sin \varphi_m \cos \varphi_n) U_{m_1} = \sin(\varphi_m + \varphi_n) U_{m_1}, \end{aligned} \quad (2.37)$$

$$\bar{e}_i \cdot \bar{e}_i = 1 \cdot 1 \cdot \cos 0^\circ = 1; \quad \bar{e}_i \cdot \bar{e}'_i = 1 \cdot 1 \cdot \cos 90^\circ = 0. \quad (2.38)$$

Тоді, помноживши рівняння (2.34) на одиничний вектор-орт  $\bar{e}_3$ , отримуємо:

$$L_1 \bar{e}'_1 \cdot \bar{e}_3 + L_2 \bar{e}'_2 \cdot \bar{e}_3 = L_3 \bar{e}'_3 \cdot \bar{e}_3 = 0$$

або, приймаючи до уваги (2.37)

$$L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) U_{11} + L_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3) U_{21} = 0.$$

Звідки

$$U_{21} = -\frac{L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{L_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad (2.39)$$

$$\text{де } U_{11} = \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = 1.$$

Аналогічно помноживши рівняння (2.34) на  $\bar{e}_2$  і прийнявши до уваги (2.37) отримуємо:

$$L_1 \bar{e}'_1 \cdot \bar{e}_2 + L_2 \bar{e}'_2 \cdot \bar{e}_2 = L_3 \bar{e}'_3 \cdot \bar{e}_2$$

або

$$L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2) = L_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_2) U_{31}.$$

Звідки

$$U_{31} = \frac{L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{L_3 \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}. \quad (2.40)$$

Продиференціюємо рівняння (2.31) за узагальненою координатою  $\varphi_1$  і отримаємо:

$$\begin{aligned} V_{q_i x_i} &= \frac{d x_i}{d \varphi_1} = x'_p + L_{ip} e'_{ix} = x'_p - L_{ip} \sin \varphi_i U_i, \\ V_{q_i y_i} &= \frac{d y_i}{d \varphi_1} = y'_p + L_{ip} e'_{iy} = y'_p - L_{ip} \sin \varphi_i U_i. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Таким же чином можна визначити передаточні функції для будь-яких ланок та точок механізму.

Отримавши передаточні функції, легко визначати швидкості та прискорення.

Кутові та лінійні швидкості:

$$\omega_i = U_i \omega_1, \quad \vartheta_i = V_{q_i} \omega_1. \quad (2.42)$$

Диференціюючи рівняння (2.42), отримаємо:

$$\begin{aligned} \frac{d \omega_i}{dt} = \varepsilon_i &= \frac{d U_{i1}}{d y} \omega_1 + U_i \frac{d \omega_1}{dt} = \frac{d U_i}{d \varphi_1} \frac{d \varphi_1}{dt} \omega_1 + U_i \frac{d \omega_1}{dt}, \\ \frac{d \vartheta_i}{dt} = a_i &= \frac{d V_{q_i}}{dt} \omega_1 + V_{q_i} \frac{d \omega_1}{dt} = \frac{d V_{q_i}}{d \varphi_1} \frac{d \varphi_1}{dt} \omega_1 + V_{q_i} \frac{d \omega_1}{dt}. \end{aligned}$$

Тоді кутові та лінійні прискорення:

$$\begin{aligned} \varepsilon_i &= U'_i \omega_1^2 + U_i \varepsilon_1, \\ a_i &= V'_{q_i} \omega_1^2 + U_i \varepsilon_1, \end{aligned} \quad (2.43)$$

де  $U'_i$ ,  $V'_{q_i}$  – частинні похідні передаточних функцій за узагальненою координатою. Інакше їх ще називають *аналогами прискорень*.

Якщо  $\omega_1 = const$  ( $\varepsilon_1 = 0$ ), тоді

$$\varepsilon_i = U'_i \omega_1^2; \quad a_i = V'_{q_i} \omega_1^2.$$

Розглянемо деякі приклади аналітичної кінематики механізмів другого класу.

**Приклад 2.6** Задана кінематична схема чотириланкового шарнірного механізму (рисунок 2.8, а). Кутову швидкість кривошипа прийняти  $\omega_1 = const$ . Отримати аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів руху його ланок.

Зображаємо механізм у вигляді векторного багатокутника (рисунок 2.8, б).

Нанесемо певним чином на ланки групи вектори, які утворюють замкнений контур. Запишемо умову замкненості контура:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 = \vec{L}_0 + \vec{L}_3. \quad (2.44)$$

За початок координат осей  $x$ ,  $y$  приймаємо нерухому точку  $O$ , причому вісь  $x$  проведемо через іншу нерухому точку  $O_1$ . Напрямок всіх

кутів, що визначають положення ланок, відкладаємо від додатного напрямку осі  $x$ .

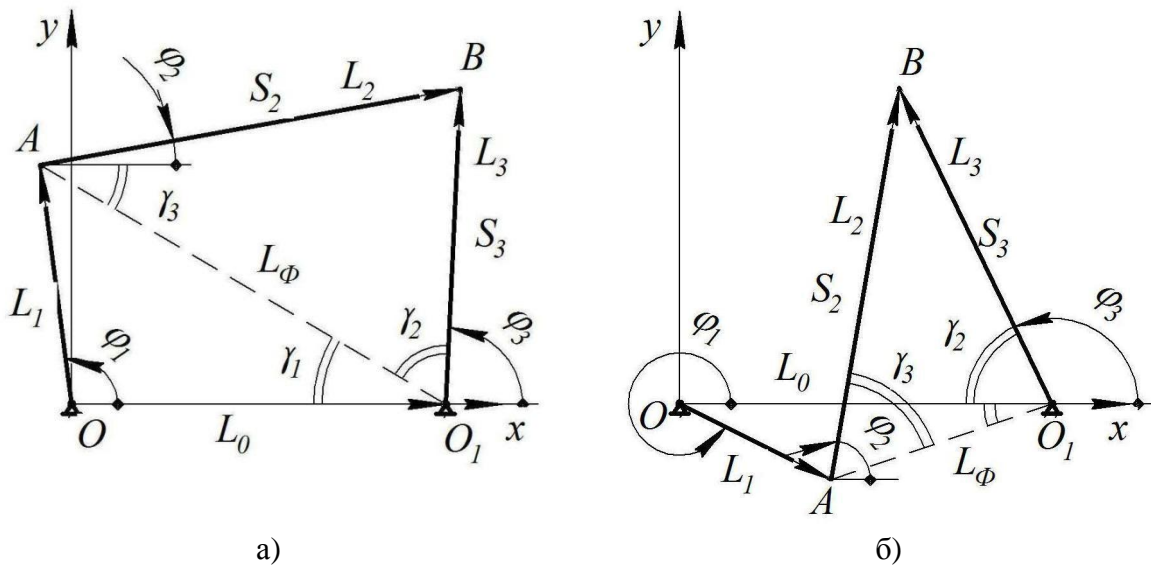


Рисунок 2.8 – Чотириланковий механізм

Для визначення функції положення введемо додатковий вектор  $L_\phi$  та три кути  $\gamma_1$ ,  $\gamma_2$  і  $\gamma_3$ , які лежать в трикутниках проти відповідних ланок. Довжина додаткового вектора

$$L_\phi = \sqrt{L_1^2 + L_0^2 - 2L_0L_1 \cdot \cos \varphi_1}. \quad (2.45)$$

Кути  $\gamma_i$  теж визначаємо за теоремою косинусів:

$$\begin{aligned} \gamma_1 &= \arccos \left( \frac{L_0^2 + L_\phi^2 - L_1^2}{2L_0L_\phi} \right), \\ \gamma_2 &= \arccos \left( \frac{L_3^2 + L_\phi^2 - L_2^2}{2L_3L_\phi} \right), \\ \gamma_3 &= \arccos \left( \frac{L_2^2 + L_\phi^2 - L_3^2}{2L_2L_\phi} \right). \end{aligned} \quad (2.46)$$

Для  $0 < \varphi_1 < \pi$  (рисунок 2.8, а):  $\varphi_2 = \gamma_3 - \gamma_1$ ;  $\varphi_3 = \pi - \gamma_1 - \gamma_2$ . Для  $\pi < \varphi_1 < 2\pi$  (рисунок 2.8, б):  $\varphi_2 = \gamma_3 + \gamma_1$ ;  $\varphi_3 = \pi + \gamma_2 - \gamma_1$ .

Положення центра ваги ланки 2 визначаємо через радіус-вектор  $\vec{r}_{S_2}$ :

$$\vec{r}_{S_2} = \vec{L}_1 + \vec{L}_{AS_2} \quad \text{або} \quad r_{S_2} = L_1 \cdot \vec{e}_1 + L_{AS_2} \cdot \vec{e}_2. \quad (2.47)$$

З врахуванням залежності (2.29) векторне рівняння (2.47) в проєкціях на осі набуває вигляду:

$$\begin{aligned} x_{S_2} &= L_1 \cos \varphi_1 + L_{AS_2} \cos \varphi_2, \\ y_{S_2} &= L_1 \sin \varphi_1 + L_{AS_2} \sin \varphi_2. \end{aligned} \quad (2.48)$$

Таким же чином можна визначити функції положення для точок  $S_3$  та інших точок ланок механізму.

Для визначення передаточних функцій (аналогів кутових швидкостей) запишемо рівняння (2.42) у іншому вигляді:

$$L_1 \cdot \vec{e}_1 + L_2 \cdot \vec{e}_2 = L_0 \cdot \vec{e}_0 + L_3 \cdot \vec{e}_3 \quad (2.49)$$

та продиференціюємо його за узагальненою координатою  $\varphi_1$ . Отримаємо:

$$L_1 \cdot \vec{e}'_1 + L_2 \cdot \vec{e}'_2 = L_3 \cdot \vec{e}'_3. \quad (2.50)$$

Домножуючи це рівняння спочатку на  $\vec{e}_3$ , потім на  $\vec{e}_2$  (див. (2.49) і (2.39)), отримаємо:

$$U_{21} = -\frac{L_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \quad U_{31} = -\frac{L_1 \cdot \sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{L_2 \cdot \sin(\varphi_3 - \varphi_2)}. \quad (2.51)$$

Продиференціюємо рівняння (2.47) по узагальненій координаті  $\varphi_1$ . Отримаємо:

$$\begin{aligned} V_{qS2x} = r'_{S2x} &= -L_1 \sin \varphi_1 - L_{AS2} \cdot \sin \varphi_2 \cdot U_{21}, \\ V_{qS2y} = r'_{S2y} &= -L_1 \cos \varphi_1 - L_{AS2} \cdot \cos \varphi_2 \cdot U_{21}. \end{aligned} \quad (2.52)$$

Таким же чином можна визначити передаточні функції і для інших ланок механізму.

**Приклад 2.7** Аналогічну задачу розв'яжемо для кривошипно-повзунного механізму. Зображаємо цей механізм у вигляді векторного замкненого многокутника (рисунок 2.9).

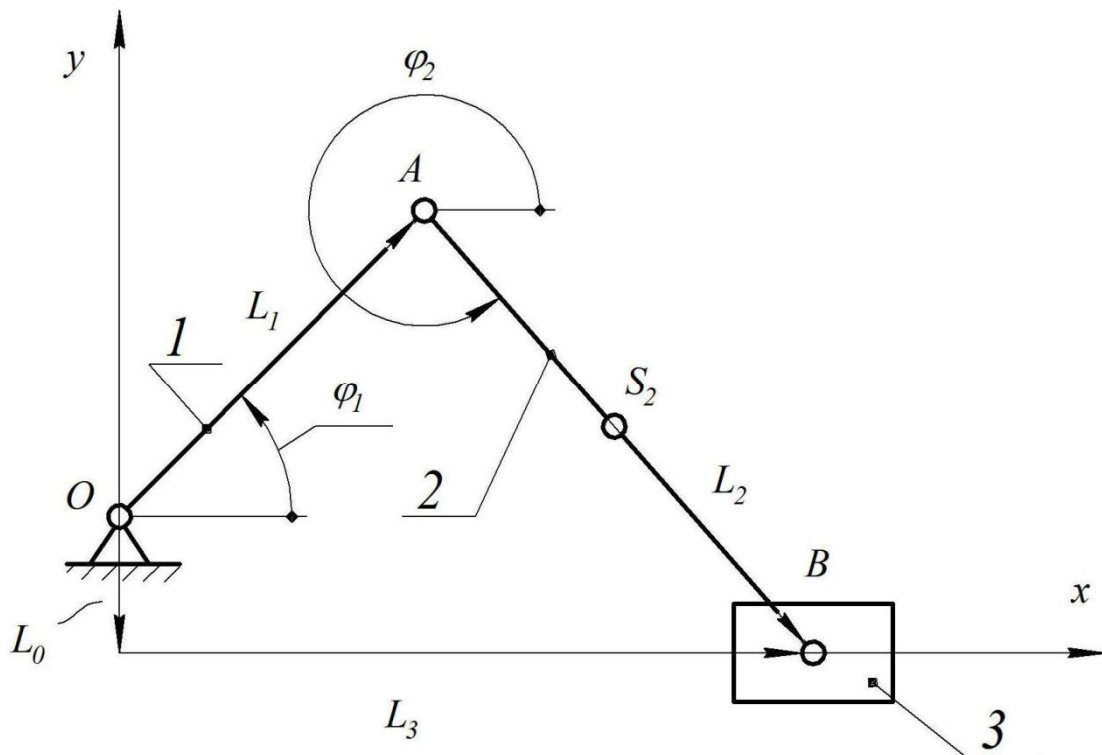


Рисунок 2.9 – Кривошипно-повзунний механізм

Запишемо умову замкненості контура:

$$\vec{L}_1 + \vec{L}_2 = \vec{L}_0 + \vec{L}_3$$

або

$$L_1 \cdot \vec{e}_1 + L_2 \cdot \vec{e}_2 = L_0 \cdot \vec{e}_0 + L_3 \cdot \vec{e}. \quad (2.53)$$

В проєкціях на осі координат  $x$  і  $y$  рівняння (2.53) набуває вигляду:



$$L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_2 = L_3, \quad (2.54)$$

$$L_1 \sin \varphi_1 + L_2 \sin \varphi_2 = L_0 \cdot \sin \varphi_0. \quad (2.55)$$

З рівняння (2.54) маємо:

$$\gamma_3 = \arcsin\left(\frac{L_0 \sin \varphi_0 - L_1 \sin \varphi_1}{L_2}\right). \quad (2.56)$$

Рівняння (2.54) визначає функцію положення ланки 3 ( $x_3 = L_3$ ).

Продиференціюємо рівняння (2.55) за узагальненою координатою.

Отримаємо:

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_2 \cos \varphi_2 U_{21} = 0, \quad (2.57)$$

$$U_{21} = -\frac{L_1 \cos \varphi_1}{L_2 \cos \varphi_2}. \quad (2.58)$$

Продиференціюємо рівняння (2.54) за узагальненою координатою:

$$L'_3 = V_{q31} = L_z \cdot \sin \varphi_1 - L_2 \cdot \sin \varphi_2 \cdot U_1. \quad (2.59)$$

Для точок  $S_2$  і інших функції положення та передаточні функції визначаємо аналогічно наведеному прикладу 2.6.

**Приклад 2.8** Розглянемо кулісний механізм та зобразимо його у вигляді замкненого векторного контура (рисунок 2.10).

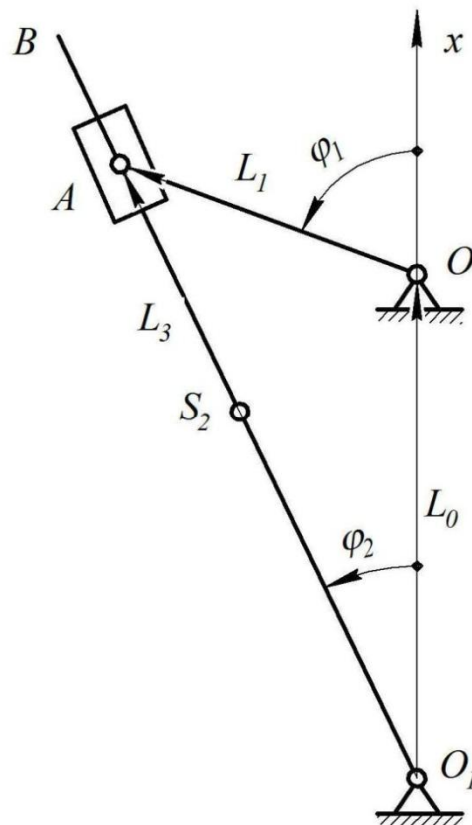


Рисунок 2.10 – Кулісний механізм

Запишемо умову замкненості векторного контура, утвореного ланками групи, з врахуванням розміщення початку системи координат:

$$\bar{L}_1 + \bar{L}_0 = \bar{L}_3. \quad (2.60)$$

Вектор  $\bar{L}_3$  змінний і визначає положення повзуна відносно куліси  $O_1B$ . Довжина цього вектора

$$L_3 = \sqrt{L_0^2 + L_1^2 + 2L_0L_1 \cdot \cos \varphi_1}. \quad (2.61)$$

В проекції на вісь  $x$  рівняння (2.60) набуває вигляду:

$$L_1 \cos \varphi_1 + L_0 = L_3 \cos \varphi_3.$$

Звідси

$$\varphi_3 = \arccos \left( \frac{L_0 + L_1 \cos \varphi_1}{L_3} \right). \quad (2.62)$$

Використавши одиничні орти, запишемо рівняння (2.60) у іншому вигляді:

$$L_1 \cdot \bar{e}_1 + L_0 \cdot \bar{e}_0 = L_3 \cdot \bar{e}_3.$$

і продиференціюємо його за узагальненою координатою  $\varphi_1$ :

$$L_1 \cdot \bar{e}'_1 + L_0 \cdot \bar{e}'_0 = L_3 \cdot \bar{e}'_3. \quad (2.63)$$

Щоб отримати аналоги швидкості (передаточні функції) домножимо рівняння (2.63) спочатку на вектор  $\bar{e}'_3$  і отримаємо:

$$\begin{aligned} L_1 \cdot \bar{e}'_1 \cdot \bar{e}'_3 + L_0 \cdot \bar{e}'_0 \cdot \bar{e}'_3 &= L_3 \cdot \bar{e}'_3 \cdot \bar{e}'_3, \\ L_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) \cdot U_{31} &= L_3 \cdot U_{31}^2. \end{aligned}$$

Тоді:

$$U_{31} = \frac{L_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_3}. \quad (2.64)$$

Перемножуючи рівняння (2.63) на вектор  $\bar{e}_3$ , маємо:

$$L_1 \cdot \bar{e}'_1 \cdot \bar{e}_3 = L'_3 \cdot \bar{e}_3 \cdot \bar{e}_3 + L_3 \cdot \bar{e}'_1 \cdot \bar{e}_3 = L'_3.$$

Тоді:

$$L'_3 = V_{q21} = L_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3). \quad (2.65)$$

Аналітичне дослідження кінематики механізмів в деяких випадках зручно виконувати з використанням методу перетворення координат, який досить детально описано у посібнику [10].

Розглянемо один із прикладів використання цього методу.

**Приклад 2.9** Для заданого шестиланкового кулісного механізму поперечно-стругального верстата (рисунок 2.11) одержати аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів руху його ланок. Кутову швидкість кривошипа прийняти  $\omega_1 = const$ .

При кінематичному дослідженні такого механізму аналітичним методом розглянемо два векторні контури:  $OAB$  і  $BCDF$ , для яких запишемо векторні рівняння:

$$\bar{l}_0 + \bar{l}_1 = l_{A_3}, \quad (2.66)$$

$$\bar{l}_0 + \bar{a} + x_D = L_3 + L_{C_3}, \quad (2.67)$$

де  $l_0 = l_{OB}$ ,  $l_1 = l_{OA}$ ,  $a = l_{OF}$ ,  $l_{A_3} = l_{AB}$ ,  $x_D = l_{FD}$ ,  $l_3 = l_{BC}$ ,  $l_{C_3} = l_{CD}$ .

Параметри  $\bar{l}_0, \bar{l}_1, \bar{l}_3, a$  – сталі і задані,  $\bar{l}_{A_3}, \bar{l}_{C_4}, \varphi_3, x_D$  – змінні і підлягають визначенню.

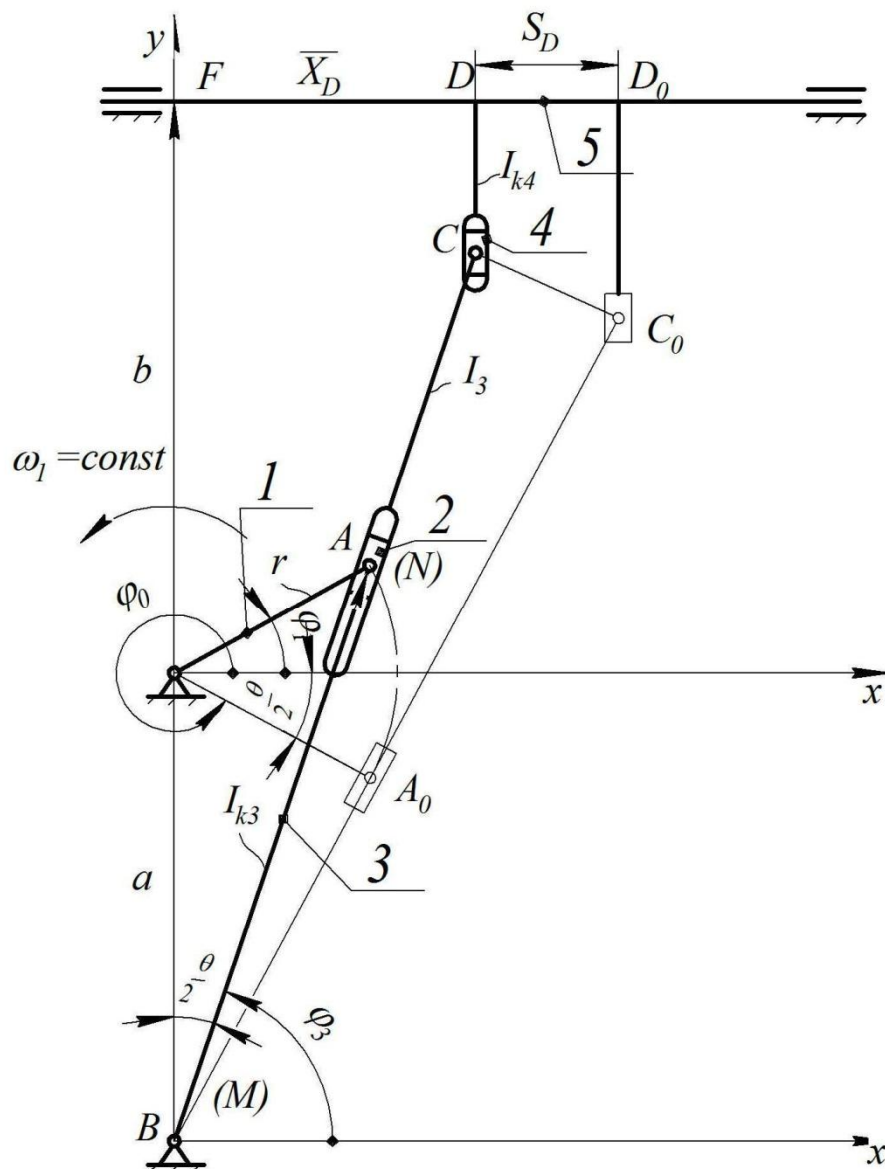


Рисунок 2.11 – Шести ланковий кулісний механізм поперечно-стругального верстата

Розглянемо спочатку перший векторний контур  $OAB$  і запишемо рівняння (2.65) у проекціях на координатні осі  $xBy$ :

$$\left. \begin{aligned} l_1 \cos \varphi_1 &= l_{A_3} \cos \varphi_3 \\ l_0 + l_1 \sin \varphi_1 &= l_{A_3} \sin \varphi_3 \end{aligned} \right\} \quad (2.68)$$

Поділивши друге рівняння системи (2.68) на перше, визначимо кут  $\varphi_3$  з рівняння:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = \frac{l_0 + l_1 \sin \varphi_1}{l_1 \cos \varphi_1}. \quad (2.69)$$

Кут  $\varphi_3$  може змінюватися в межах  $0 < \varphi_3 < \pi$ , якщо  $l_1 < l_0$ , і  $0 \leq \varphi_3 \leq \pi$ , якщо  $l_1 \leq l_0$ . Тоді положення ланки 2 знаходимо із першого рівняння системи (2.68) за формулою:

$$l_{A_3} = \frac{l_1 \cos \varphi_1}{\cos \varphi_3}. \quad (2.70)$$

Продиференціюємо рівняння (2.68) за узагальненою координатою  $\varphi_1$ :

$$\left. \begin{aligned} \sin \varphi_1 &= l'_{A_3} \cos \varphi_3 - l_{A_3} \varphi'_3 \sin \varphi_3 \\ l_1 \cos \varphi_1 &= l'_{A_3} \sin \varphi_3 + l_{A_3} \varphi'_3 \cos \varphi_3 \end{aligned} \right\}. \quad (2.71)$$

де  $l'_{A_3} = \frac{dl_{A_3}}{d\varphi_1}$  – аналог відносної швидкості повзуна 2 відносно куліси

3;  $\varphi'_3 = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1}$  – аналог кутової швидкості куліси 3.

Повернувши систему координат на кут  $(-\varphi_3)$ , з першого рівняння системи (2.71) знайдемо:

$$l'_{A_3} = -l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3), \quad (2.72)$$

з другого рівняння:

$$\varphi'_3 = \frac{l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3)}{L_{A_3}}. \quad (2.73)$$

Для визначення аналогів прискорень диференціюємо рівняння (2.71) за узагальненою координатою  $\varphi_1$ :

$$\left. \begin{aligned} -l_1 \cos \varphi_1 &= l''_{A_3} \cos \varphi_3 - 2l'_{A_3} \varphi'_3 \sin \varphi_3 - l_{A_3} \varphi''_3 \sin \varphi_3 - l_3 (\varphi'_3)^2 \cos \varphi_3, \\ -l_1 \sin \varphi_1 &= l''_{A_3} \sin \varphi_3 + 2l'_{A_3} \varphi'_3 \cos \varphi_3 + l_{A_3} \varphi''_3 \cos \varphi_3 - l_{A_3} (\varphi'_3)^2 \sin \varphi_3, \end{aligned} \right\} \quad (2.74)$$

де  $l''_{A_3} = \frac{d^2 l_{A_3}}{d\varphi_1^2}$  – аналог відносного прискорення повзуна 2 відносно

куліси 3;  $\varphi''_3 = \frac{d^2 \varphi_3}{d\varphi_1^2}$  – аналог кутового прискорення куліси 3.

Повернувши систему координат на кут  $(-\varphi_3)$  з першого рівняння системи (2.74) знайдемо:

$$l''_{A_3} = -l_1 \cos(\varphi_1 - \varphi_3) + l_{A_3} (\varphi'_3)^2. \quad (2.75)$$

з другого рівняння:

$$\varphi''_3 = \frac{l_1 \sin(\varphi_1 - \varphi_3) + 2l'_{A_3} \varphi_3}{l_{A_3}}. \quad (2.76)$$

Розглянемо другий векторний контур  $BCDF$ . Запишемо рівняння (2.67) в проекціях на координатні осі  $xBy$ :

$$\left. \begin{aligned} x_D &= l_3 \cos \varphi_3 \\ l_0 + a &= l_3 \cos \varphi_3 + l_{C_4} \end{aligned} \right\}. \quad (2.77)$$

З першого рівняння системи (2.77) знаходимо положення ланки 5, яке визначається параметром  $x_D$ , а з другого відрізок

$$l_{C_4} = l_0 + a - l_3 \sin \varphi_3. \quad (2.78)$$

Продиференціюємо рівняння (2.76) за узагальненою координатою  $\varphi_1$ :

$$\left. \begin{aligned} x'_D &= -l_3 \varphi'_3 \sin \varphi_3 \\ l'_{C_4} &= -l_3 \varphi'_3 \cos \varphi_3 \end{aligned} \right\} \quad (2.79)$$

де  $x'_D = \frac{dx_D}{d\varphi_1}$ ,  $l'_{C_4} = \frac{dl_{C_4}}{d\varphi_1}$  – аналоги лінійних швидкостей відносно

точки  $D$  (ланки 5) і відносної швидкості ланки 5 відносно ланки 4.

Для визначення аналогів прискорень диференціюємо рівняння (2.78) за узагальненою координатою  $\varphi_1$ :

$$\left. \begin{aligned} x''_D &= -l_3 \cdot \varphi''_3 \sin \varphi_3 - l_3 (\varphi'_3)^2 \cos \varphi_3, \\ l''_{C_4} &= -l_3 \varphi''_3 \cos \varphi_3 + l_3 (\varphi'_3)^2 \sin \varphi_3, \end{aligned} \right\} \quad (2.80)$$

де  $x''_D = \frac{d^2 x_D}{d\varphi_1^2}$ ,  $l''_{C_4} = \frac{d^2 l_{C_4}}{d\varphi_1^2}$  – аналоги лінійних прискорень відносно

точки  $D$  і ланки 5 відносно ланки 4.

Для визначення дійсних швидкостей і прискорень використаємо залежності, згідно з якими:

$$\omega_3 = \varphi'_3 \omega_1, \mathcal{G}_D = x'_D \omega_1, \mathcal{G}_{AA_3}^r = l_{A_3} \omega_1. \quad (2.81)$$

$$\varepsilon_3 = \varphi''_3 \omega_1, a_D = x''_D \omega_1^2, a_{AA_3}^r = l''_{A_3} \omega_1^2, a_{C_4 C_5}^r = l''_{C_4} \omega_1^2,$$

де  $\omega_3, \varepsilon_3$  – відповідно кутова швидкість і кутове прискорення куліси 3;  $\mathcal{G}_D$  і  $a_D$  – швидкість і прискорення ланки 2 відносно ланки 3;  $\mathcal{G}_{C_5 C_4}^r, a_{C_5 C_4}^r$  – відносна швидкість і прискорення ланки 3 відносно ланки 4 (точка  $A_3$  належить кулісі 3 і збігається з точкою  $A$ , яка належить ланкам 1 і 2; точка  $C_5$  належить ланці 5 і збігається з точкою  $C_4$ , яка належить ланці 4).

Початковим (нульовим) значенням кута  $\varphi_1$  приймаємо таке положення кривошипа  $OA$ , коли він перпендикулярний до куліси 3, а значить

$$\varphi_0 = 2\pi - \frac{\theta}{2}, \quad (2.82)$$

де кут  $\frac{\theta}{2}$  – половина кута розмаху куліси визначається з трикутника

$OA_0B$  за формулою

$$\theta = 2\pi \arcsin \left( \frac{l_1}{l_0} \right). \quad (2.83)$$

Переміщення  $S_D$  повзуна 5 (точки  $D$ ), виміряне від крайнього правого положення  $D_0$ , визначається з формулою

$$S_D = \frac{H}{2} - x_D, \quad (2.84)$$

$$\text{де } \frac{H}{2} = l_3 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right).$$

Вибравши систему координат  $xOy$ , визначаємо координати точки  $A$ :

$$x_A = l_1 \cos \varphi_1, \quad y_A = l_0 + l_1 \sin \varphi_1. \quad (2.85)$$

Проекції аналогів швидкостей і прискорень цієї ж точки на координатні осі  $x$  і  $y$  мають вигляд:

$$\begin{aligned} x'_A &= -l_1 \sin \varphi_1, \quad y'_A = l_1 \cos \varphi_1, \\ x''_A &= -l_1 \cos \varphi_1, \quad y''_A = -l_1 \sin \varphi_1, \end{aligned} \quad (2.86)$$

$$\text{де } x'_A = \frac{dx_A}{d\varphi_1}, \quad y'_A = \frac{dy_A}{d\varphi_1}, \quad x''_A = \frac{d^2x_A}{d\varphi_1^2}, \quad y''_A = \frac{d^2y_A}{d\varphi_1^2} \text{ – перші і другі похідні}$$

від координати  $A$  за узагальненою координатою  $\varphi_1$ .

На підставі одержаних залежностей (2.66 – 2.86) можна скласти програму обчислення кінематичних параметрів на ЕОМ.

### 2.3 Кінетостатичний розрахунок важільних механізмів

Основними *задачами* силового розрахунку механізмів є визначення реакцій в кінематичних парах та зрівноважувальних моментів або сил, прикладених до ведучих ланок.

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

*Вихідними даними* для розрахунку є: кінематична схема механізму в заданому положенні; маси та моменти інерції ланок; сили або моменти корисного опору в технологічних машинах; рушійні сили або моменти в двигунах. Значення сил або моментів можуть бути задані у вигляді графіків, таблиць або чисельно.

#### 2.3.1 Визначення сил, прикладених до ланок механізму

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

*Зовнішні* сили розрізняють: рушійні та корисного опору.

*Рушійні* – це такі, що приводять до руху ланки машини і механізмів (наприклад, сила тиску на поршень газів у двигунах внутрішнього згорання, сила тиску рідини у гідродвигунах тощо).

Сили *корисного опору* – це такі, для подолання яких створено машину (наприклад, тиск повітря на поршень компресора, рідини на поршень насоса, опір металу різанню тощо). Із зовнішніх сил виділяють в окрему групу сили тяжіння. Сила тяжіння – це сила що діє на ланку і дорівнює добутку маси ланки на прискорення вільного падіння ( $G_i = m_i \cdot g$ ).

*Внутрішні* сили – це сили взаємодії між елементами кінематичних пар ланок, що складають структурну групу Ассура.

Реакції в'язей – сили, дія яких на ланки структурної групи еквівалентна дії від'єднаних від неї ланок (реакції у зовнішніх кінематичних парах групи Ассура).

*Сила інерції* – це сила, що виникає внаслідок зміни руху (дії на ланки механізму прискорення).

Розглянемо деякі типові випадки визначення величини та напрямку зазначених вище сил, розрахунок яких може викликати певні труднощі при виконанні курсового проекту.

### 2.3.2 Визначення зовнішніх сил

Зовнішні сили, які прикладені до ланок механізму машини, можуть бути постійними або змінними. Для певних типів поршневих машин (двигунів внутрішнього згорання компресорів, насосів) сила корисного опору або рушійна сила змінюється в залежності від положення ланок (поршня). У вихідних даних часто задають не силу, а тиск  $p$  – відношення сили  $F$ , що діє перпендикулярно до площі поперечного перерізу поршня  $S$  ( $p = \frac{F}{S}$ ).

Тиск може бути заданим у вигляді графіка – індикаторної діаграми. Для побудови індикаторних діаграм переважно задають таблиці вихідних величин у відносних параметрах: тиск  $p$  до максимального  $p_{\max}$  –  $\frac{p}{p_{\max}}$  і переміщення  $S_B$  до ходу  $H_B$  повзуна –  $\frac{S_B}{H_B}$ .

Для прикладу розглянемо визначення сил, що діють на поршень, у механізмі чотиритактного двигуна внутрішнього згорання (рисунок 2.12).

Вихідні дані для побудови індикаторної діаграми (рисунок 2.12) подано в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1 – Залежність тиску газу в циліндрі двигуна від переміщення поршня

Фази		Відносне переміщення поршня ( $S_B/H_B$ )						
		0	0.1	0.2	0.4	0.5	0.8	1
Тиск газу ( $P/P_{\max}$ )	Всмоктування (ав)	0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01	-0.01
	Стискання (bcd)	0.30	0.15	0.1	0.04	0.01	0	-0.01
	Розширення (def)	0.03	0.9	0.6	0.3	0.20	0.15	0.05
	Витиснення (fa)	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.05

За заданими значеннями відносних параметрів на аркуші будуємо індикаторну діаграму, узгодивши її абсцису з ходом  $H_B$  повзуна на кінематичній схемі. Така побудова дозволяє перенести на індикаторну діаграму розмітку траєкторії точки  $B$  і знайти значення тиску в кожному фіксованому положенні механізму на всіх фазах руху. На рисунку ці значення виділені затемненими точками на кривих діаграми для положень:

(0...6) – фаза висмоктування; (6...12) – фаза стискання; (12...18) – фаза розширення; (18...24) – фаза вихлопу. Знаючи діаметр поршня  $d_{\text{п}}$  та індикаторний тиск  $p$  в кожному із положень, визначаємо силу  $F_{\text{JB}}$ :

$$F_{\text{JB}} = p_i \cdot \frac{\pi d_{\text{п}}^2}{4}. \quad (2.87)$$

Результати розрахунків заносимо в таблицю 2.2.

Таблиця 2.2 – Значення тиску та сили, прикладених до поршня

Параметри	Положення													
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Фаза	Всмоктування							Стискання						
$P_{\text{J}}$ , кПа														
$F_{\text{JB}}$ , кН														
Фаза	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	
	Розширення							Витиснення						
$P_{\text{J}}$ , кПа														
$F_{\text{JB}}$ , кН														

Для інших типів машин (стругальних і довбальних верстатів, конвеєрів, насосів тощо) зміна навантаження на повзун задається у вигляді графіків більш простої форми або чисельно, що значно спрощує розрахунки сили опору на робочому органі.

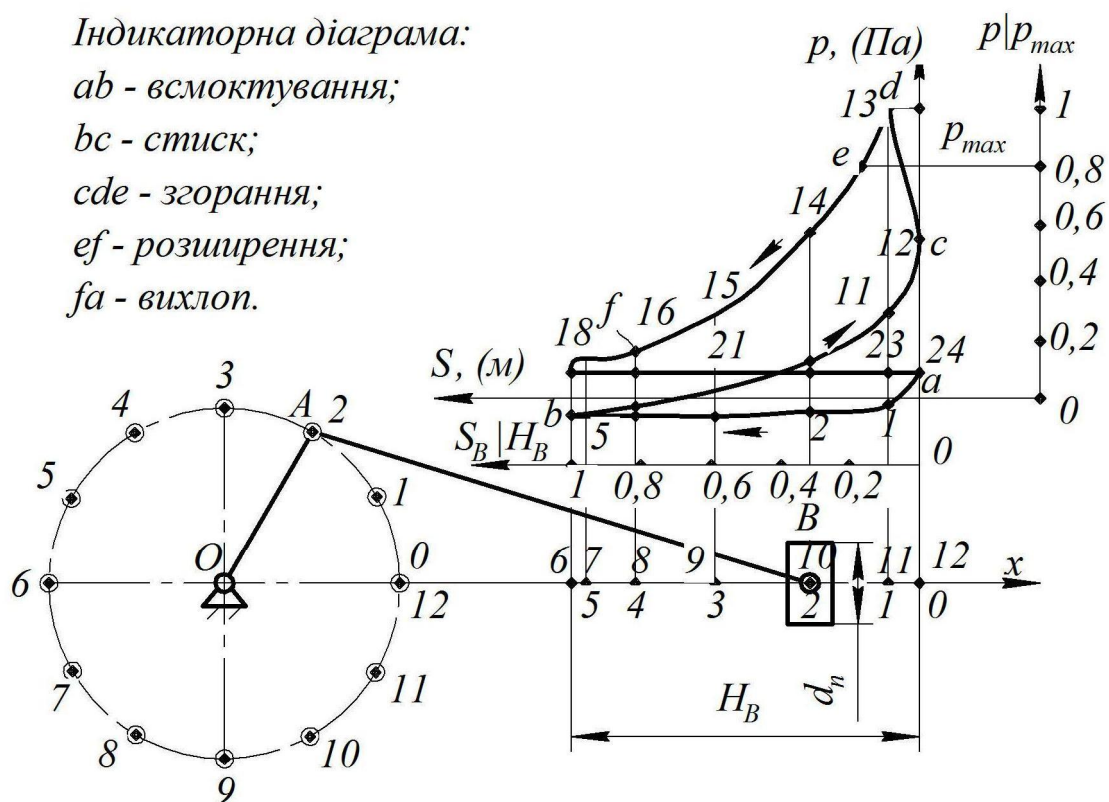


Рисунок 2.12 – Механізм чотирьохтактного двигуна внутрішнього згорання з індикаторною діаграмою



### 2.3.3 Визначення сил і моментів сил інерції

З курсу теоретичної механіки відомо: 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

$$F_{in} = -m \cdot a_S, \quad (2.88)$$

$$M_{in} = -J_S \cdot \varepsilon. \quad (2.89)$$

У формулах (2.88) і (2.89):  $m$  – маса ланки,  $a_S$  – прискорення центра мас ланки,  $J_S$  – момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр її ваги  $S$ ,  $\varepsilon$  – кутове прискорення. Знак мінус у формулах означає, що напрям сили інерції  $F_{in}$  протилежний напрямку прискорення  $a_S$ , а напрям моменту сил інерції  $M_{in}$  протилежний напрямку кутового прискорення  $\varepsilon$ .

Якщо ланка рухається поступально (рисунок 2.13, а), то  $\varepsilon = 0$ ;  $M_{in} = 0$ , і на ланку діє тільки сила інерції ( $F_{in} = -m \cdot a_S$ ).

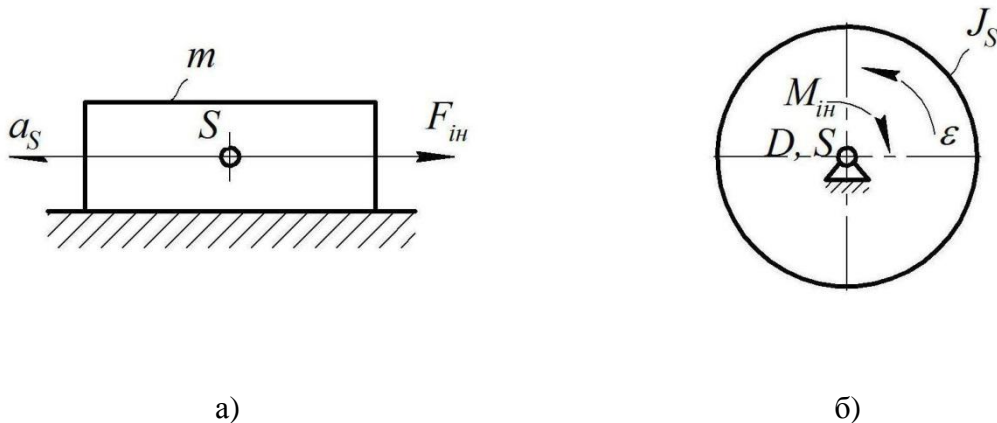


Рисунок 2.13 – Поступальний (а) та обертальний (б) рух ланки

При нерівномірному русі (обертання) ланки навколо осі (рисунок 2.13, б), що проходить через його центр ваги,  $a_S = 0$ ,  $F_{in} = 0$ , а на ланку діє тільки момент сил інерції ( $M_{in} = -J_S \cdot \varepsilon$ ).

Якщо ланка здійснює складний плоско-паралельний рух (рисунок 2.14), то на неї одночасно діють, як було сказано вище, і сила інерції  $F_{in}$ , і момент сил інерції  $M_{in}$ . З метою спрощення розрахунків, доцільно замінити дію сили інерції  $F_{in}$  і моменту сил інерції  $M_{in}$  однією рівнодіючою силою  $F_{in}^I$  (рисунок 2.14, а), що розміщена на плечі

$$h = \frac{M_{in}}{F_{in}}. \quad (2.90)$$

Причому, рівнодіюча сила  $F_{in}^I$  паралельна силі інерції  $F_{in}$  і рівна їй за величиною ( $F_{in}^I = F_{in}$ ).

Можливо також момент інерції  $M_{in}$  замінити парою сил ( $F_{in}'' = F_{in}^I$ ), прикладених перпендикулярно до ланки в кінематичних парах  $A$  і  $B$  (рисунок 2.14, б) у напрямку, протилежному кутовому прискоренню  $\varepsilon$ .

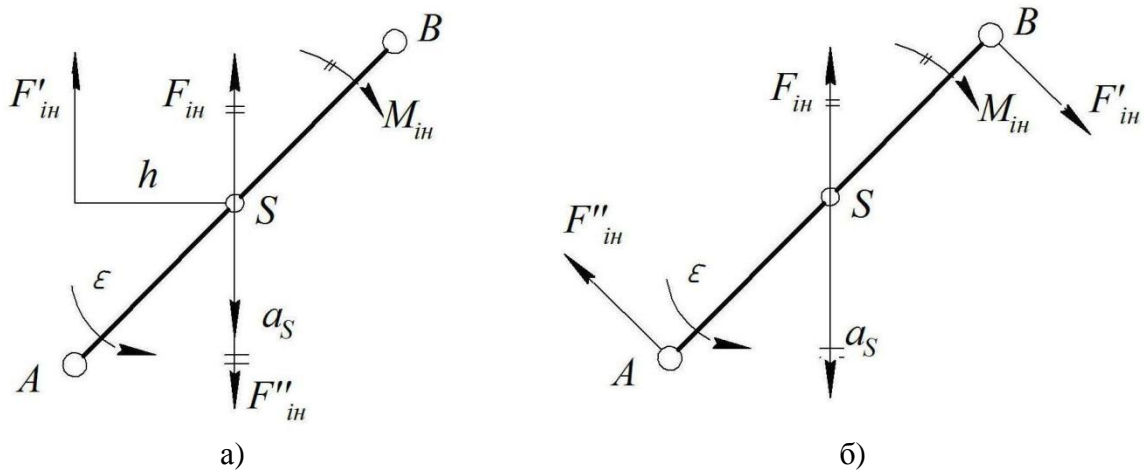


Рисунок 2.14 – Плоско-паралельний рух ланки

Величина пари сил визначається за формулою:

$$F_{in}' = |-F_{in}''| = \frac{M_{in}}{l_{AB}}, \quad (2.91)$$

де  $l_{AB}$  - довжина ланки.

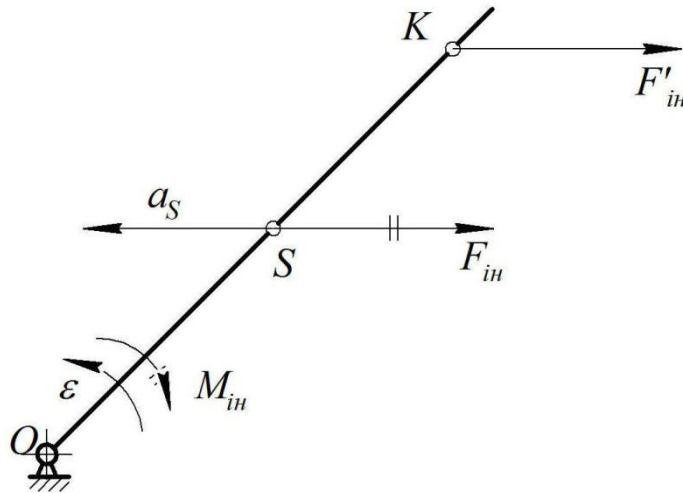


Рисунок 2.15 – Обертання ланки навколо нерухомої осі

Якщо ланка здійснює нерівномірний обертальний рух навколо осі  $O$ , що не збігається з центром ваги  $S$  (рисунок 2.15), то у цьому випадку доцільно силу інерції  $F_{in}$  і момент сил інерції  $M_{in}$  звести до однієї сили інерції  $F_{in}^I = F_{in}$ , прикладеної в центрі хитання (точка  $K$ ), відстань до якої визначаємо за формулою:

$$L_{OK} = L_{OS} + \frac{I_S}{m \cdot L_{OS}}. \quad (2.92)$$

де  $L_{OS}$  – відстань від нерухомої осі до центра ваги  $S$  ланки.

#### 2.3.4 Загальні відомості до кінетостатичного розрахунку

Кінетостатичний розрахунок дозволяє, як було вказано раніше, знаходити реакції в кінематичних парах, тобто визначати ті сили тиску, які виникають в місцях дотику елементів кінематичних пар, а також знаходити зрівноважувальну силу або зрівноважувальний момент.

Силовий розрахунок будемо виконувати графоаналітичним методом без врахування тертя в кінематичних парах і з припущенням, що діючі на ланки механізму сили розташовані в одній площині.

Силовий аналіз виконується методом кінетостатики, що базується на принципі Д'Аламбера, відомого із курсу теоретичної механіки, і згідно з яким: якщо до всіх зовнішніх сил, що діють на систему, додати дію сил інерції, то рухома система сил може вважатися у даний момент часу як така, що знаходиться у рівновазі. Інакше кажучи, для будь-якого статично визначеного кінематичного ланцюга (механічної системи) геометрична сума прикладених до нього сил, реакцій в кінематичних парах і сил інерції дорівнює нулю, а також дорівнює нулю і сума моментів всіх вказаних сил відносно довільної вибраної точки системи.

Послідовність силового аналізу механізмів обернена до кінематичного дослідження, тобто силовий розрахунок розпочинають із структурної групи, що приєднана останньою у процесі утворення механізму, і закінчують розрахунком ведучої ланки початкового механізму (ведучої ланки і стояка).

Загальна методика силового розрахунку структурних груп різних видів досить детально розглянута в навчальній літературі [2, 6], тому в даному посібнику наведено тільки приклад такого розрахунку для конкретного механізму (додаток Н).

#### 2.3.5 Особливості розрахунку ведучої ланки

Ланка, до якої прикладена зрівноважувальна сила  $F_{зр}$ , приймається при силовому розрахунку початковою (ведучою) ланкою механізму. Початковий механізм (якщо він має один ступінь рухомості) складається із двох ланок: нерухомої (стояка) і початкової ланки. Ці ланки утворюють або обертальну кінематичну пару (кривошип – стояк), або поступальну пару (повзун – напрямна). В переважній більшості механізмів ведучою є ланка з обертальною кінематичною парою. Реакція в такому початковому механізмі залежить від способу передачі енергії ведучій ланці джерелом енергії.

Якщо кривошип приводиться в рух безпосередньо від двигуна, то в цьому випадку до кривошипа прикладається зрівноважувальний момент (рисунок 2.16, а)

$$M_{зр} = R_{21} \cdot h \cdot \mu_L \quad (2.93)$$

і реакція в опорі  $O$  буде дорівнювати дії ланки 2 на кривошип 1,  $R_{21} = -R_{01}$ .

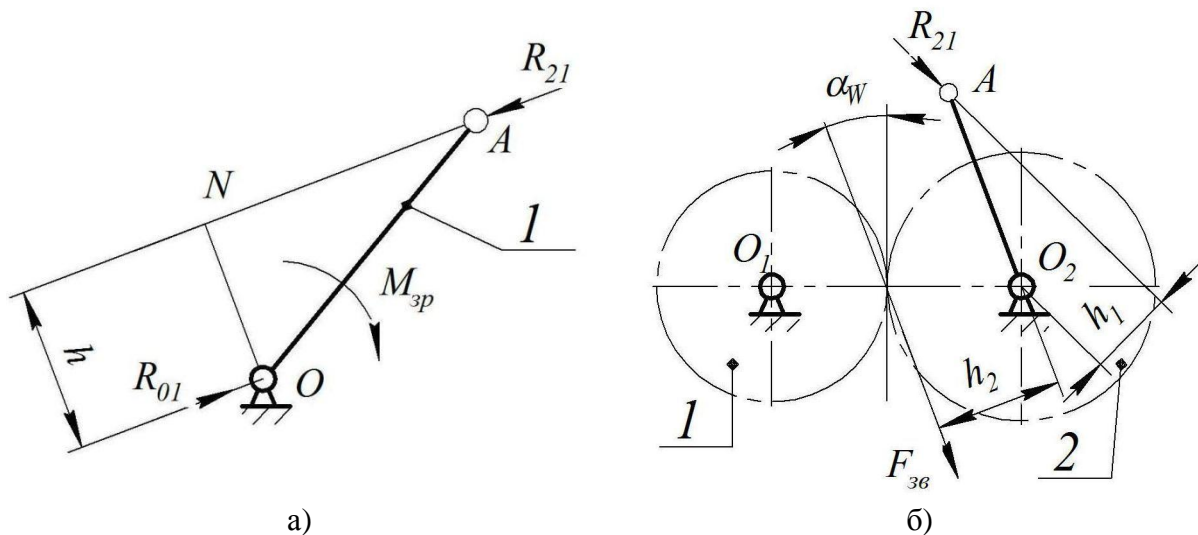


Рисунок 2.16 – Ведуча ланка

Якщо ж кривошипу надається рух через зубчасту передачу (однією силою), тоді на зубчасті колеса 2 що жорстко з'єднане з кривошипом, діє з боку суміжного колеса 1 зрівноважувальна сила  $F_{зп}$ , розміщена під кутом зачеплення  $\alpha_w$  (рисунок 2.16, б). Величину зрівноважувальної сили визначають із рівності

$$F_{зп} = R_{21} \cdot \frac{h_1}{h_2}. \quad (2.94)$$

Для визначення реакції  $R_{01}$  в опорі  $O_2$  запишемо рівняння рівноваги сил, що діють на кривошип:

$$\vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} + \vec{F}_{зп} = 0. \quad (2.95)$$

Реакцію  $R_{01}$  знайдемо, побудувавши силовий багатокутник за векторним рівнянням (2.3.9).

### 2.3.6 Рекомендована послідовність виконання першого аркуша проекту

На першому аркуші проекту повинні бути відображені результати двох розділів кінематичного і кінетостатичного розрахунку механізму, тому аркуш рекомендується поділити на дві приблизно рівні частини, на першій виконати кінематичний, а на другій – силовий аналіз механізму. Відповідно в пояснювальній записці повинні бути відображені результати розрахунку для кожного з цих розділів. Роботу рекомендується виконувати в такій послідовності.

#### Розділ 1 Кінематичний синтез і аналіз механізму

1. Вибрати вихідні дані для виконання першого розділу з додатку відповідно до заданого завдання і числових значень варіанта.

2. Виконати структурний аналіз важільного механізму тобто визначити кількість рухомих ланок, кінематичних пар, їх клас, ступінь рухомості механізму, поділити механізм на структурні групи, вказати клас і порядок груп, клас механізму та записати формулу будови механізму.

3. За даними вихідними параметрами виконати кінематичний синтез шарнірного механізму, тобто визначити невідомі розміри ланок.

Визначити крайні положення механізму (коли вихідна ланка займає одне з крайніх положень) та побудувати в масштабі 12 об'єднаних положень механізму (планів механізму), розпочинаючи з одного з крайніх прийнятого за нульове. Якщо друге крайнє положення не потрапляє в число дванадцяти, побудувати його додатково. Пронумерувати положення механізму в напрямі обертання кривошипа. Одне із заданих положень механізму накреслити основними лініями, а інші тонкими. Ланки механізму пронумерувати, а центри шарнірів мас та інші характерні точки позначити великими літерами лише в указаному положенні, в інших положеннях їх досить позначити тільки цифрами, які відповідають положенням механізму.

4. Виконати обчислення та дати пояснення до побудови планів швидкостей і прискорень (пояснення та обчислення навести тільки для одного заданого положення механізму):

- записати векторні рівняння для побудови планів швидкостей і прискорень;
- вибрати масштаби побудови планів швидкостей і прискорень;
- указати напрямки векторів і записати формули для визначення дійсних значень швидкостей і прискорень, зробити необхідні розрахунки;
- скласти таблиці швидкостей для 12 положень та прискорення – для заданого положення механізму.

5. Побудувати для 12 положень механізму плани швидкостей та для одного заданого план прискорень, на яких показати вектори швидкостей та прискорень центрів мас усіх ланок. Крім цього, на плані положень механізму (виділеному) показати напрями кутових швидкостей та прискорень усіх ланок.

6. Виконати кінематичне дослідження важільного механізму аналітичним методом з використанням ЕОМ.

7. Перевірити відповідність результатів кінематичного дослідження, отриманих графоаналітичним методом і обчисленням на ЕОМ. Максимальна відносна похибка не повинна перевищувати п'ять відсотків.

## Розділ 2 Силовий розрахунок механізму

Для виконання другої частини першого аркуша проекту використовуємо дані, які отримані в результаті кінематичного аналізу.

1. Побудувати в масштабі діаграму сил корисного опору для робочої машини або індикаторну діаграму для 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  $F_{in}$  і моменти сил  $M_{in}$  інерції ланок механізму. Вектори сил  $F_{in}$  напрямлені в протилежну сторону до напрямків відповідних векторів прискорень  $a_s$ , а моменти  $M_{in}$  напрямлені протилежно до відповідних кутових прискорень  $\varepsilon$ .

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

4. До ланок групи прикласти сили  $F_O$  або моменти  $M_O$  опору (в двигунах рушійні сили  $F_P$  чи моменти  $M_P$ ), сили тяжіння  $G_i$ , сили інерції  $F_{in}$  та моменти  $M_{in}$  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  $R_{ij}^n$ , напрямлену вздовж вибраної осі, і тангенціальну  $R_{ij}^t$ , напрямлену перпендикулярно до цієї осі. В поступальній парі реакція напрямлена перпендикулярно до напрямної, вздовж якої рухається повзун.

5. Величини  $R_{ij}^t$  тангенціальних складових реакцій визначаємо з рівнянь моментів, записаних для ланки або групи, а нормальні складові  $R_{ij}^n$ , і повні реакції  $R_{ij} = R_{ij}^n + R_{ij}^t$  – з векторного многокутника сил. Реакцію у внутрішній кінематичній парі структурної групи визначаємо із рівняння геометричної суми сил за однією 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 аркуші креслення, визначаємо дійсні значення реакції в кінематичних парах і зрівноважувальну силу.

9. Для заданого положення механізму визначаємо зрівноважувальну силу використовуючи “жорсткий” важіль М.Е. Жуковського. Враховуємо усі діючі сили, включаючи сили інерції всіх ланок. На “жорсткому” важелі моменти сил треба зображати парою сил.

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

### 2.3.7 Запитання для самоперевірки

1. Структурний аналіз важільного механізму (назва ланок, число ступенів вільності, кінематичні пари).
  2. Визначення масштабу побудови планів механізму.
  3. Синтез важільних механізмів.
  4. Основний принцип утворення механізмів (за Ассуром).
- Відмінність механізму від кінематичного ланцюга.
5. Пасивні зв'язки і зайві ступені вільності.
  6. Основні задачі та методи кінематичного дослідження механізмів.
- Послідовність кінематичного дослідження багатоланкових важільних механізмів.
7. Побудова планів швидкостей та прискорень. Властивості планів.
  8. Знаходження значення і напрямку кутових швидкостей і прискорень ланок.
  9. Абсолютне і відносне прискорення. Нормальне, дотичне і коріолісове прискорення. Визначення їх величини та напрямку.
  10. Суть методу замкнених векторних контурів у кінематичному дослідженні механізмів.
  11. Аналоги швидкостей та прискорень, їх фізичний зміст, визначення швидкостей та прискорень методом замкнених векторних контурів.
  12. Задачі силового розрахунку механізмів та їх практичне значення.
  13. Яким методом користуються при силовому розрахунку механізмів?
  14. Характеристика сил, що діють на ланки механізму.
  15. Сили (моменти сил) інерції та їх визначення.
  16. На які групи розділяється механізм при силовому дослідженні?
- З якої групи розпочинається дослідження і чому?
17. Статична визначеність структурної групи.
  18. Принцип Д'Аламбера.
  19. Визначення реакції у кінематичних парах.
  20. Зрівноважувальна сила та зрівноважувальний момент, їх фізичний зміст. Зв'язок між зрівноважувальною і зведеною силами.
  21. На яких принципах механіки базується «важіль» Жуковського? Визначення потужності на вхідній ланці механізму.

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ ТА РОЗМІРІВ МАХОВИКА

#### 3.1 Динамічна модель машинного агрегату

Механізм машинного агрегату – багатоланкова система, що навантажена силами і моментами сил, прикладеними до різних її ланок.

Як приклад розглянемо кривошипно-повзунний механізм.

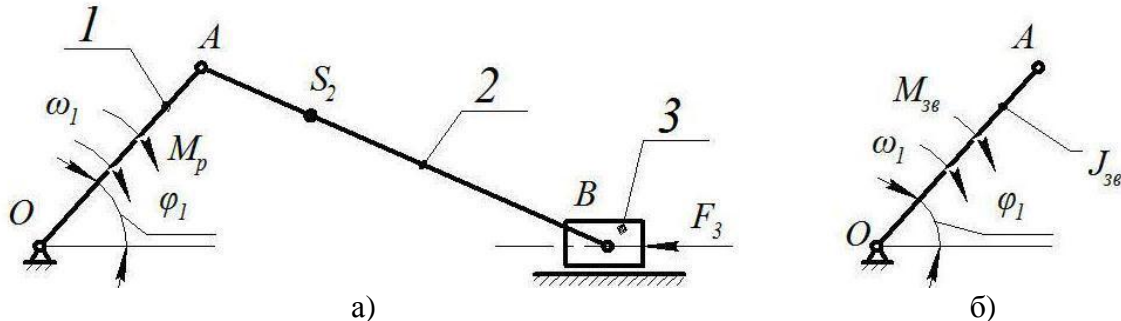


Рисунок 3.1 – Кривошипно-повзунний механізм

До повзуна 3 (див. рисунок 3.1, а) прикладена сила корисного опору  $F_{KO}$ . Від двигуна до кривошипа передається рушійний момент  $M_p$ . Крім того, до всіх ланок механізму прикладені сили тяжіння.

Динамічне дослідження багатоланкової системи – складна задача. Оскільки даний механізм має один ступінь вільності ( $W = 1$ ), то при динамічному дослідженні достатньо визначити кінематичні характеристики однієї ланки.

Як правило, за динамічну модель механізму приймають основу механізму (ведуча ланка з стояком – рисунок 3.1, б) і визначають такі її динамічні параметри, при яких вона буде еквівалентна в динамічному відношенні досліджуваному.

Ланка, до якої зводяться динамічні параметри системи, називається *ланкою зведення*. При дослідженні важільних механізмів ланкою зведення частіше служить кривошип, кутова швидкість якого приймається постійною.

Щоб зберегти закон руху динамічної моделі тотожним закону руху механізму, ланка зведення повинна мати такі зведені параметри, дія яких еквівалентна дії всіх параметрів механізму.

#### 3.2 Визначення зведених моментів

*Зведеним моментом* будь-яких сил і моментів (рушійних, опору чи сил ваги) називають такий умовний момент, який, будучи прикладеним до ланки зведення, розвиватиме миттєву потужність, рівну алгебраїчній сумі потужностей всіх сил і моментів, які зводяться. Найчастіше за ланку зведення приймають вхідну ланку 1. Зведений момент визначається за формулою

$$M_{3B} = \sum_{i=1}^n F_i \frac{g_i}{\omega_1} \cdot \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^R M_i \frac{\omega_i}{\omega_1}, \quad (3.1)$$



де  $F_i$  – модуль сили, що зводиться;  $\mathcal{G}_i$  – модуль швидкості точки ланки, до якої прикладена сила  $F_i$ ;  $\alpha_i$  – кут між векторами  $F_i$  і  $\mathcal{G}_i$ ;  $m$  – загальна кількість сили;  $M_i$  – момент, прикладений до  $i$ -ої ланки;  $\omega_i$  – кутова швидкість  $i$ -ої ланки;  $\omega_1$  – кутова швидкість ланки зведення (вхідної ланки 1).

Надалі зведений момент рушійних сил (моментів) позначаємо  $M_{3B}^P$ , а зведений момент сил (моментів) опору  $M_{3B}^O$ .

Зведений момент  $M_{3B}$  можна визначити за допомогою важеля Жуковського. Враховуючи, що робота зведеного моменту сил дорівнює сумі робіт всіх зовнішніх сил, що діють на ланки механізму, то це дає нам право прирівняти роботу сили рушійної роботі всіх зовнішніх сил

$$A(F_p) = \sum_{i=1}^n A(F_i).$$

Зрівноважувальну силу за методом «жорсткого» важеля Жуковського можна визначити в такій послідовності.

1. На планах швидкостей визначаємо точки, відповідні точкам прикладених до ланок механізму сил (сил корисного опору  $F_{KO}$  або рушійних  $F_p$  та сил тяжіння  $G_i$ ).

2. На плани швидкостей у відповідні точки наносимо вектор зазначених вище сил, повернутих на  $90^\circ$  в одному напрямку, і складаємо рівняння рівноваги відносно полюса (розглядаємо його як «жорсткий» важіль швидкостей у формі  $\sum_{i=1}^n M_p(F_i) = 0$ . Зрівноважувальну силу  $F_{3P}$

прикладаємо перпендикулярно до ведучої ланки. Знаючи зрівноважувальну силу, розраховуємо зрівноважувальний момент

$$M_{3P} = F_{3P} \cdot l_{OA}. \quad (3.2)$$

Зведений момент  $M_{3B}$  можна визначити також графоаналітичним методом, використовуючи знову ж план швидкостей.

Як приклад розглянемо визначення зведеного моменту  $M_{3B}$  аналітично з використанням плану швидкостей кривошипно-повзунного механізму (рисунок 3.2)

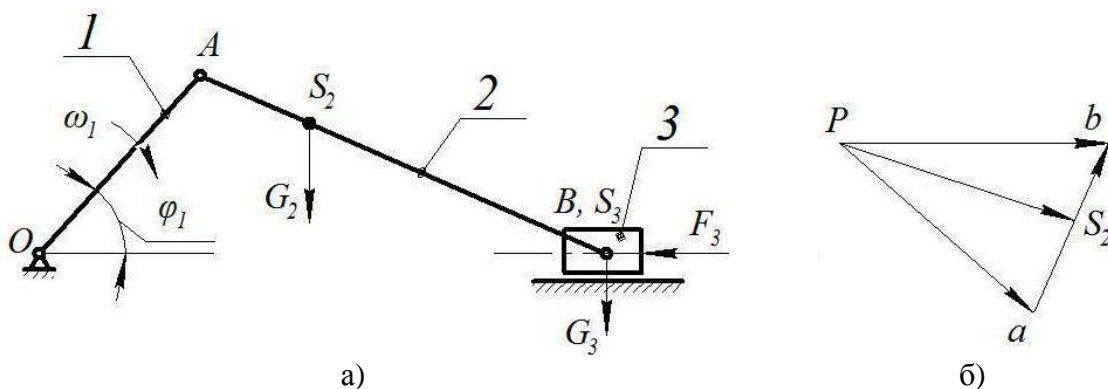


Рисунок 3.2 – Кривошипно-повзунний механізм

На рисунку 3.2, а зображено кінематичну схему в одному його положенні. Відома сила корисного опору  $F_{KO}$  (яку отримали з графіка сил або індикаторної діаграми) і сили тяжіння ланок  $G_2$  і  $G_3$ . Точки  $S_2, S_3$  – центри мас ланок. На рисунку 3.2, б накреслено план швидкостей.

Користуючись формулою (3.1) і планом швидкостей, можна записати

$$M_{3B} = \frac{|\bar{F}_{KO}| \cdot |\bar{\mathcal{G}}_B|}{\omega_1} \cdot \cos(\bar{F}_{KO} \cdot \bar{\mathcal{G}}_B) + \frac{|\bar{G}_2| \cdot |\bar{\mathcal{G}}_{S_2}|}{\omega_1} \cdot \cos(\bar{G}_2 \cdot \bar{\mathcal{G}}_{S_2}) + \frac{|\bar{G}_3| \cdot |\bar{\mathcal{G}}_{S_3}|}{\omega_1} \cdot \cos(\bar{G}_3 \cdot \bar{\mathcal{G}}_{S_3}). \quad (3.3)$$

Складові, що входять до формули (3.3) є величинами алгебраїчними і їх знак визначається величиною кутів між векторами сил і векторами швидкостей (якщо  $\cos(\widehat{\bar{F}_{KO}, \bar{\mathcal{G}}_B}) = 1$ , то  $F_{KO} > 0$  і якщо  $\cos(\widehat{\bar{F}_{KO}, \bar{\mathcal{G}}_B}) = -1$ , то  $F_{KO} < 0$ ).

### 3.3 Визначення зведених моментів інерції

*Зведеним моментом інерції* механізму називають такий умовний момент інерції ланки зведення (вхідної ланки) механізму, при якому кінетична енергія цієї ланки дорівнювала б кінетичній енергії всіх ланок механізму. Зведений момент інерції механізму визначають за формулою:

$$J_{3B} = \sum_{i=1}^n \left[ m_i \left( \frac{\mathcal{G}_{S_i}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_i} \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right], \quad (3.4)$$

де  $n$  – кількість рухомих ланок механізму;  $m_i$  – маса  $i$ -ї ланки механізму;  $J_{S_i}$  – момент інерції  $i$ -ї ланки при її обертанні навколо осі, що проходить через центр мас ланки  $S_i$ ;  $\mathcal{G}_{S_i}$  – швидкість центра мас  $i$ -ї ланки.

Як і при визначенні зведених моментів сил зведений момент інерції  $J_{3B}$  механізму можна розрахувати з допомогою плану швидкостей. Наприклад, для кривошипно-повзунного механізму (рисунок 3.2) при відомих: масах ланок  $m_2, m_3$ ; моментах інерції ланок  $J_{S_1}, J_{S_2}$ ; моменту інерції привода (ротора електродвигуна, муфти, коліс редуктора), зведеного до кривошипа  $J_0$ , а також побудованого плану швидкостей, зведений момент інерції визначають за формулою:

$$J_{3B} = J_0 + J_{S_1} + m_2 \left( \frac{\mathcal{G}_{S_2}}{\omega_1} \right)^2 + J_{S_2} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left( \frac{\mathcal{G}_{S_3}}{\omega_1} \right)^2, \quad (3.5)$$

Із рівнянь (3.1) і (3.4) витікає, що значення  $M_{3B}$  і  $J_{3B}$  будуть змінними величинами, оскільки у вираз для розрахунку їх значень входять відношення можливих лінійних швидкостей, які залежать від положення механізму, що визначається кутом повороту кривошипа.

### 3.4 Нерівномірність руху механізму

Процес руху механізму в загальному випадку поділяють на три фази: розбіг, установлений рух і вибіг. Для більшості технологічних машин установлений рух є найтривалішим, при цьому кутова швидкість головного вала змінюється періодично, досягаючи максимального  $\omega_{max}$  і мінімального  $\omega_{min}$  значень за один період (цикл) роботи машини. Різницю  $(\omega_{max} - \omega_{min})$  називають *абсолютною нерівномірністю руху*.

Кутова швидкість головного вала змінюється за один цикл внаслідок періодичної зміни зведеного моменту інерції  $J_{зв}$  та періодичності дії деяких сил (більшість технологічних машин мають так званий *робочий хід*, коли до вихідної ланки прикладені сили корисного опору  $F_{ко}$ , і *холостий хід*, коли ці сили відсутні: стругальні, довбальні верстати, компресори тощо). При проектуванні машин попередньо задаються середнім значенням  $\omega_{сер}$  і користуються наближеною формулою:

$$\omega_{сер} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}. \quad (3.6)$$

Нерівномірність руху машини характеризується відношенням абсолютної нерівномірності руху машини до її середньої швидкості.

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{сер}}. \quad (3.7)$$

Величину  $\delta$  називають *коефіцієнтом нерівномірності руху* машини.

Зазвичай при проектуванні машини значеннями  $\delta$  і  $\omega_{сер}$  задаються, тоді, враховуючи формули (3.6) і (3.7) можна обчислити:

$$\omega_{max} = \omega_{сер} \left( 1 + \frac{\delta}{2} \right), \quad (3.8)$$

$$\omega_{min} = \omega_{сер} \left( 1 - \frac{\delta}{2} \right). \quad (3.9)$$

Для різних типів машин рекомендується діапазон значень коефіцієнта  $\delta$ , наприклад, для металорізальних верстатів  $\delta = \frac{1}{25} \dots \frac{1}{50}$ , для насосів  $\delta = \frac{1}{5} \dots \frac{1}{30}$ , двигунів внутрішнього згорання  $\delta = \frac{1}{80} \dots \frac{1}{150}$ . Чим більший коефіцієнт  $\delta$ , тим більша нерівномірність обертання вхідної ланки.

### 3.5 Визначення моменту інерції маховика

*Метою* визначення моменту інерції маховика є розрахунок його геометричних розмірів, при яких забезпечується робота машини з заданим коефіцієнтом нерівномірності руху  $\delta$ .

З курсу теорії механізмів і машин відомо, що при заданих силах, які діють на ланки механізму, і середній кутовій швидкості  $\omega_{сер}$  головного вала (вхідної ланки) коефіцієнт нерівномірності руху  $\delta$  залежить від її зведеного моменту інерції  $J_{ЗВ}$ . Проте в процесі проектування машини при заданих  $\omega_{сер}$  і  $\delta$ , часто виявляється, що величина зведеного моменту інерції  $J_{ЗВ}$  є недостатньою, щоб забезпечити границі коливань кутової швидкості (задане значення коефіцієнта  $\delta$ ) машини. В такому разі необхідно підібрати додаткову масу з таким моментом інерції  $J_M$ , при якому границі між  $\omega_{max}$  і  $\omega_{min}$  забезпечуються заданим значенням  $\delta$ . Таку додаткову масу, що здійснює оберտальний рух і встановлюється в машині з метою зменшення нерівномірності обертання її вхідної ланки, називають *маховиком*.

Відомі різні методи визначення моменту інерції маховика: точні – методи Е. М. Гутьяра і Ф. Віттенбауера; наближені – методи середніх потужностей, М. І. Мерцалова.

В основу кожного з цих методів покладено принцип заміни всієї машини її динамічною моделлю, тобто дослідження руху всієї машини замінюється дослідженням руху однієї ланки (ланки зведення), що має змінний зведений момент інерції  $J_{ЗВ}$ , під дією прикладених до неї зведених моментів сил.

При визначенні моменту інерції маховика вважають заданими такі величини:

- $n_l (\omega_l)$  – число обертів за хвилину (кутова швидкість) ведучої ланки (кривошипа);
- $\delta$  – коефіцієнт нерівномірності руху машин;
- $m_i$  – маси всіх ланок механізму;
- $J_{S_i}$  – моменти інерції ланок машини відносно центральних осей, перпендикулярних до площини їх руху;
- $F_{КО}$  – сили корисних опорів відповідно до положення вихідної ланки для періоду усталеного руху;
- розміри всіх ланок і плани швидкостей механізмів;
- приймаємо, що в технологічних машинах рушійні сили  $F_P (M_P)$  є сталими величинами.

### 3.6 Послідовність визначення моменту інерції маховика за методом Ф. Віттенбауера

1. Визначаємо зведений момент сил  $M_{ЗВ}^O$  як алгебраїчну суму зведених моментів сил опору і сил тяжіння ланок для 12 положень механізму, користуючись методом «жорсткого» важеля Жуковського. Для одного положення механізму виконуємо повний розрахунок в записці, а для всіх інших результати розрахунку заносимо в таблицю 3.1

Таблиця 3.1 – Значення зведеного моменту

Положення механізму	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$M_{ЗВ}, Н\cdot м$												

2. Будуємо діаграму  $M_{3B}^O = M_{3B}^O(\varphi)$ . Відрізок (0-12) вздовж осі  $\varphi$  (абсцис) вибираємо довільно (в межах  $L = 180...240$  мм). Масштабний коефіцієнт тоді буде:

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{L}, \text{ рад/мм.} \quad (3.10)$$

Масштабний коефіцієнт  $\mu_M$  по осі ординат задаємо таким чином, щоб максимальне значення  $M_{3B}$  на кресленні відображалось відрізком  $y_{\max}$  (в межах 80...120 мм). Тоді:

$$\mu_M = \frac{M_{\max}}{y_{\max}}, \text{ (Н}\cdot\text{м)/мм.} \quad (3.11)$$

3. Графічно інтегруючи (полюсну відстань  $H = 40...80$  мм вибираємо довільно) діаграму  $M_{3B}^O = M_{3B}^O(\varphi)$ , отримуємо діаграму  $A = (A_{KO} \pm A_{PC})(\varphi)$  з масштабним коефіцієнтом робіт:

$$\mu_A = \mu_\varphi \mu_M H, \text{ Дж/мм.} \quad (3.12)$$

4. Оскільки зведений момент рушійних сил  $M_P$  сталий (за умовою), то його робота за один оберт (цикл) усталеного руху повинна дорівнювати сумі робіт  $(A_{KO} \pm A_{PC})$ . З'єднавши початкову та кінцеву точки графіка робіт сил опору та ваги прямою лінією, отримуємо діаграму  $A_P = A_P(\varphi)$ .

5. Графічно диференціюючи переходимо від діаграми  $A_P = A_P(\varphi)$  до діаграми  $M_P = M_P(\varphi)$ .

6. Будуємо діаграму приросту кінетичної енергії  $\Delta E = \Delta E(\varphi)$ , алгебраїчно визначивши суму ординат графіків робіт  $A_O$  і  $A_P$ :

$$\Delta E_i = A_{O_i} - A_{P_i}.$$

7. Визначаємо зведений до кривошипа момент інерції машини без маховика для 12 положень використовуючи формулу:

$$J_{3B} = \sum_{i=1}^n m_i \left( \frac{\rho_{S_i}}{\omega_i} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \left( \frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2. \quad (3.13)$$

Для одного положення механізму виконуємо повний розрахунок в записці для визначення  $J_{3B}$ , а результати розрахунку всіх інших положень заносимо в таблицю 3.2

Таблиця 3.2 – Значення зведеного моменту інерції

Положення механізму	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$J_{3B}, \text{ кг}\cdot\text{м}^2$												

8. Будуємо графік зведеного моменту інерції  $J_{3B} = J_{3B}(\varphi)$ , повернувши попередньо його на кут  $90^\circ$  в масштабі  $\mu_J = \frac{(J_{3B})_{\max}}{y_{\max}} \left( \frac{\text{кг}\cdot\text{м}^2}{\text{мм}} \right)$ .

9. Графічно виключивши параметр  $\varphi$ , будуємо графік залежності  $\Delta E = \Delta E(J_{3B})$  – діаграму Віттенбауера (енергомас).

10. Для визначення моменту інерції маховика за заданим коефіцієнтом нерівномірності руху проводимо дотичні до діаграми енергомас під кутами до осі абсцис, тангенси яких обчислюємо за формулами:

$$\operatorname{tg}\psi_{\max} = \frac{\mu_J \omega_{cp}^2}{2\mu_E} (1 + \delta), \quad (3.14)$$

$$\operatorname{tg}\psi_{\min} = \frac{\mu_J \omega_{cp}^2}{2\mu_E} (1 - \delta). \quad (3.15)$$

де  $\omega_{cp}$  – задана середня кутова швидкість кривошипа ( $\omega_{cp} = \omega_I$ ).

На перетині дотичних з віссю ординат ( $\Delta E$ ) отримуємо відрізок  $kl$  (див. додаток Н), який відображає в масштабі  $\mu_E$  найбільшу зміну кінетичної енергії маховика за період руху машин.

11. Обчислюємо значення моменту інерції маховика за формулою:

$$J_M = \frac{(kl)\mu_E}{\delta \cdot \omega_{cp}^2}. \quad (3.16)$$

### 3.7 Визначення основних розмірів та маси маховика

Конструктивно маховик може бути виготовленим у вигляді суцільного диска (рисунок 3.3, а) або обода зі спицями (рисунок 3.3, б).

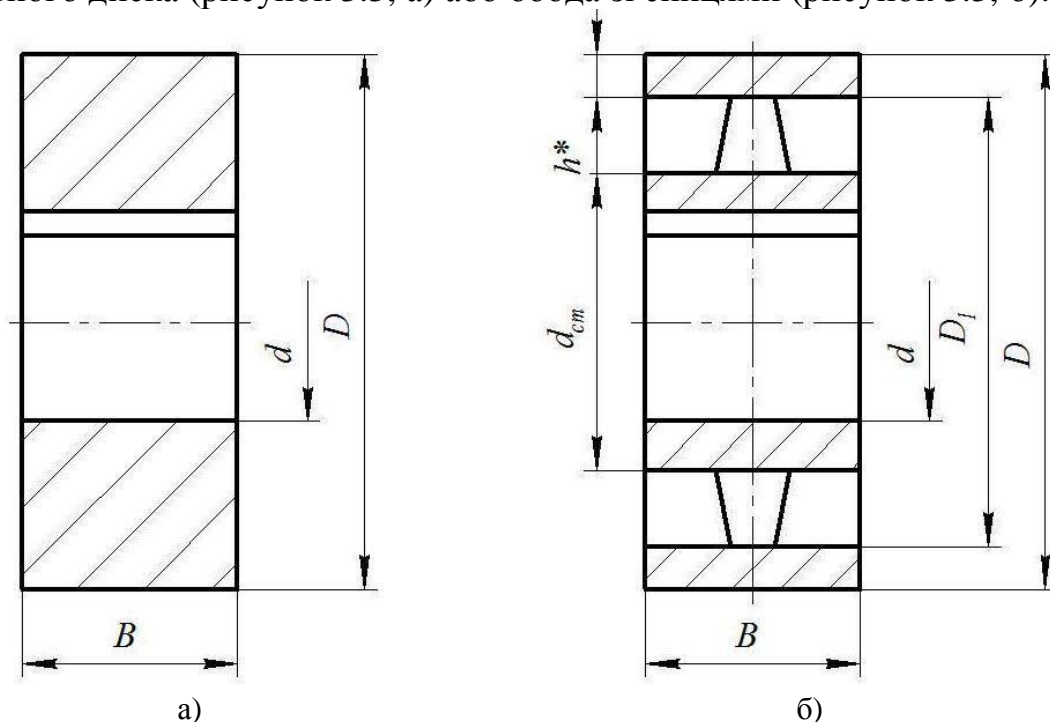


Рисунок 3.3 – Конструктивна форма маховика

Якщо діаметр маховика  $D < 0,3$  м, то рекомендується його виконувати у вигляді суцільного диска. Зовнішній діаметр такого маховика можна визначити за формулою:

$$D = \sqrt[5]{\frac{32J_M}{\pi\psi_B\rho}}, \quad (3.17)$$

де  $\psi_B = B/D$  – відносна ширина маховика, яку рекомендується приймати в межах  $\psi_B=0,2 \dots 0,4$ ;  $\rho$  – густина матеріалу маховика (для сталевих –  $\rho = 7800 \text{ кг/м}^3$ , для чавунних –  $\rho = 7100 \text{ кг/м}^3$ ).

Масу маховика у вигляді суцільного диска (рисунок 3.3, а) визначають за формулою

$$m = \frac{8J_M}{D^2}. \quad (3.18)$$

Маховик, розміри якого передбачаються за зовнішнім діаметром  $D > 0,3 \text{ м}$ , рекомендується виконувати у вигляді масивного обода (кільця). Зовнішній діаметр такого маховика (рисунок 3.3, б) визначається за формулою

$$D = \sqrt[5]{\frac{32J_M}{\pi\psi_B\rho(1-\psi_H^4)}}. \quad (3.19)$$

де  $\psi_H = D_1/D$  – відношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього, яке рекомендується приймати в межах  $\psi_H = 0,6 \dots 0,8$ .

Отримане за формулами (3.17) і (3.18) розрахункове значення зовнішнього діаметра  $D$  маховика округляють до найближчого більшого цілого числа (рекомендується приймати із стандартного ряду лінійних розмірів). Після чого визначають ширину обода  $B = \psi_B \cdot D$  і розраховують масу обода маховика:

$$m = \frac{\pi(D^2 - D_1^2)B\rho}{4}. \quad (3.20)$$

Необхідно враховувати при виборі конструктивної форми маховика, що при одному і тому ж моменті інерції, маса маховика у вигляді обода наближено в 1,5 рази менша, ніж маса маховика у вигляді суцільного диска.

При кінцевому прийнятті конструктивних розмірів маховика слід брати до уваги такі рекомендації: зовнішній діаметр маховика, якщо він встановлений на валу кривошипа, не повинен перевищувати радіус кривошипа більше ніж в 2-3 рази. Поперечний переріз обода маховика приймають у вигляді прямокутника (рисунок 3.3, б), в якому:

$$B = \frac{2}{3}h^*, \quad (3.21)$$

де  $h^*$  – висота прямокутника (кільця). Висоту обода маховика, знаючи його масу, можна розрахувати за формулою:

$$h^* = \sqrt{\frac{1,5m}{\pi D_{cp}\rho}}. \quad (3.22)$$

Діаметр отвору  $d$  для посадки маховика на вал та діаметр маточини  $d_{\text{мат}}$  розраховуємо за емпіричними формулами:

$$d = 0,15D, \quad (3.23)$$

$$d_{\text{мат}} = 0,15D. \quad (3.24)$$

Крім того, зовнішній діаметр обода маховика перевіряють із умови обмеження колової швидкості через розрив маховика за формулою

$$D \leq \frac{2[\vartheta]}{\omega_M}, \quad (3.25)$$

де  $\omega_M$  – кутова швидкість вала, на якому встановлено маховик, в  $\text{с}^{-1}$ ;  $[\vartheta]$  – допустима колова швидкість обода маховика в м/с (для чавунних маховиків  $[\vartheta] = 40$  м/с, для сталевих –  $[\vartheta] = 100$  м/с).

Момент інерції та маса маховика залежать від розміщення його в кінематичному ланцюзі привода машини. Маховик може бути розташованим: а) безпосередньо на валу ведучої ланки (кривошипа) механізму; б) на одному із валів привода між виконавчим механізмом і двигуном; в) на валу електродвигуна.

У випадку посадки маховика на кривошипному валу, момент інерції (розрахований за формулою (3.16), маса і габаритні розміри його будуть найбільшими і можуть перевищити допустимі межі.

Для зменшення моменту інерції та маси маховика його доцільно розмістити на ланці, яка обертається з більшою кутовою швидкістю, ніж кривошип (наприклад, на валу електродвигуна). Тоді момент інерції маховика  $J_M$ , встановлений на  $i$ -й ланці (із умови збереження енергії рівності кінетичної енергії), визначається за формулою

$$J_M = J_M \left( \frac{\omega_1}{\omega_M} \right)^2,$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість кривошипа;  $\omega_M$  – кутова швидкість ланки, на якій встановлено маховик.

Конкретно для випадку, коли маховик встановлено на валу електродвигуна, момент інерції  $J'_M$  його розраховують за формулою:

$$J'_M = \frac{J_M}{U_{ЗАГ}^2}, \quad (3.26)$$

де  $U_{ЗАГ} = (\omega_{ДВ}/\omega_1)$  – загальне передаточне відношення від двигуна до кривошипа.

Отже, при посадці маховика на швидкохідному валу його момент інерції зменшується обернено пропорційно квадрату передаточного відношення привода. Відповідно стануть менші габаритні розміри і маса маховика.

Проте є інші міркування. Зубчасті колеса передаточних механізмів погано сприймають ударні навантаження, які виникають під час роботи важільних механізмів (молотів, пресів, компресорів, насосів тощо). В цьому разі маховик вже краще встановити на валу вхідної ланки важільного механізму (на валу кривошипа). При цьому інертність маси маховика значною мірою запобігає передачі ударних навантажень на передаточні механізми.



### 3.8 Запитання для самоперевірки

1. Яка величина є критерієм нерівномірності ходу для періоду усталеного руху?
2. Закон про зміну кінетичної енергії.
3. Методи регулювання руху машин. Призначення маховика.
4. Зведений момент (сила). Умова зведення.
5. Зведений момент інерції (зведена маса). Умова зведення.
6. Періоди руху машини. Холостий хід машини. Рівняння руху машини для кожного періоду.
7. Рівняння руху машини (в інтегральній та диференціальній формі).
8. Як визначити кінетичну енергію окремих ланок та всього механізму?
9. Як визначається момент інерції твердого тіла? Одиниці вимірювання.
10. Причини нерівномірності ходу машин.
11. Види коливань швидкості руху вхідної ланки механізму.
12. Коефіцієнт нерівномірності руху машини.
13. Що трапиться, якщо взяти момент інерції маховика більше розрахованого?
14. Задачі і методи регулювання ходу машини.
15. Принцип дії маховика і регулятора швидкості. В яких випадках доцільно їх використовувати?
16. Як визначити необхідний момент інерції маховика?
17. Як зміниться нерівномірність руху механізму, якщо маховик з моментом інерції  $J_M$  переставити з тихохідного на швидкохідний вал машини?
18. Вплив маси і сили ваги ланок механізму на зміну кутової швидкості ведучої ланки.
19. Середня швидкість вхідної ланки машини (головного вала). Поняття про середньоарифметичну і дійсну середню швидкості.
20. Як визначити дійсну кутову швидкість маховика в будь-якому положенні механізму?
21. Вибір розмірів маховика.
22. На якому валу доцільно встановити маховик? Навести доведення.
23. Побудова діаграми зведених моментів сил і моментів інерції, робіт і зміни кінетичної енергії маховика, кривої Віттенбауера. Взаємозв'язок між ними. Визначення масштабів.
24. Графічне інтегрування кривої. Визначення масштабів побудов.
25. Визначення моментів інерції маховика за допомогою кривої Віттенбауера.
26. Визначення коефіцієнта нерівномірності ходу машини за допомогою кривої Віттенбауера.

## 4 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВИХ МЕХАНІЗМІВ

*Задача* синтезу кулачкових механізмів складається із двох етапів: *динамічного синтезу* – визначення геометричних параметрів (мінімальних розмірів кулачка) та *кінематичного синтезу* – побудова профілю кулачка за наперед заданим законом руху вихідної ланки при відомій схемі кулачкового механізму.

### 4.1 Загальні відомості про кулачкові механізми. Основні означення

*Кулачковим* називають механізм до складу якого входять три основні ланки: кулачок, штовхач та стояк. Кулачок – це ланка механізму зі складною формою робочої поверхні, елемент вищої кінематичної пари якої має змінну кривизну і входить в рухомий контакт зі штовхачем.

*Штовхач* – ланка кулачкового механізму, що взаємодіє з робочою поверхнею кулачка своїм наконечником, який за формою може бути гострокінцевим, плоским, роликівим і здійснює поступальний або обертальний рух.

В цих механізмах кулачок є вхідною ланкою, а штовхач вихідною. Кулачкові механізми поділяють за видами руху вхідної і вихідної ланок, способами замикання вищої пари, видами елементів вищої пари, видами вхідної і вихідної ланок і т. д. Детальніше про типи та класифікацію кулачкових механізмів розглянуто в посібнику [8].

В курсовому проекті виконується синтез трьох основних типів кулачкових механізмів: штангового роликівого (рисунок 4.1, а), коромислового (рисунок 4.1, б), тарілчастого (рисунок 4.1, в).

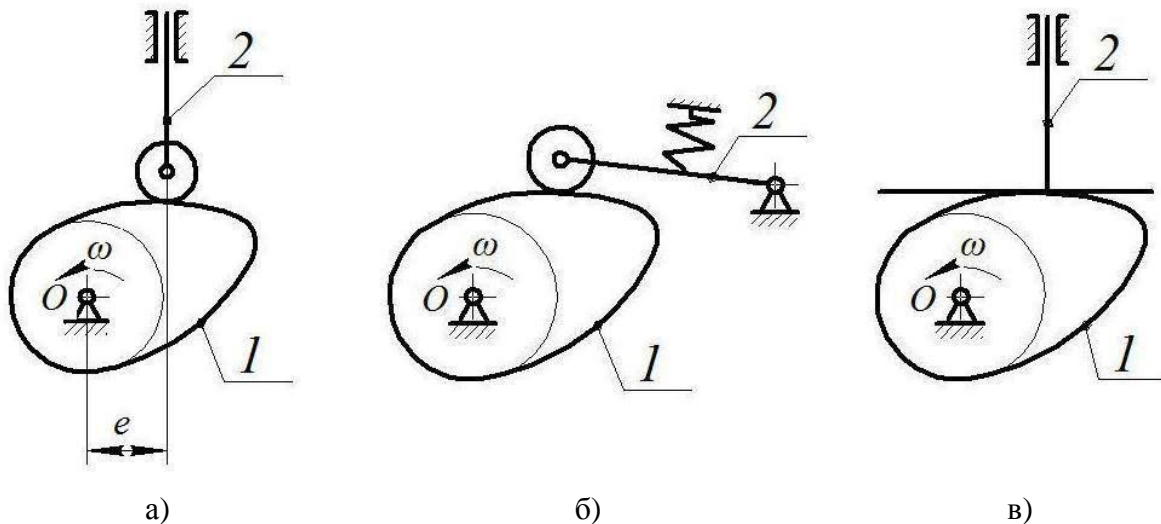


Рисунок 4.1 – Основні типи кулачкових механізмів

Вихідна ланка штангового і тарілчастого кулачкового механізму здійснює зворотно-поступальний рух.

Для зменшення зносу поверхні кулачка та втрати на тертя на наконечнику штовхача встановлюють ролик. Тоді при проектуванні кулачкового механізму розрізняють теоретичний (центровий) і робочий (конструктивний) профіль кулачка (рисунок 4.2).

Центровий профіль являє собою траєкторію центра ролика на штовхачі відносно конструктивного профілю кулачка.

За час одного оберту кулачка виділяються такі фази руху вихідної ланки: віддалення, пауза при максимальному віддаленні – верхня пауза, наближення, пауза при мінімальному наближенні до осі кулачка – нижня пауза. Кожній з цих фаз відповідає певний кут повороту кулачка:  $\varphi_B$ ,  $\varphi_{ВП}$ ,  $\varphi_H$ ,  $\varphi_{НП}$ . Робочий кут профілю дорівнює сумі перших трьох фаз:

$$\varphi_P = \varphi_B + \varphi_{ВП} + \varphi_H. \quad (4.1)$$

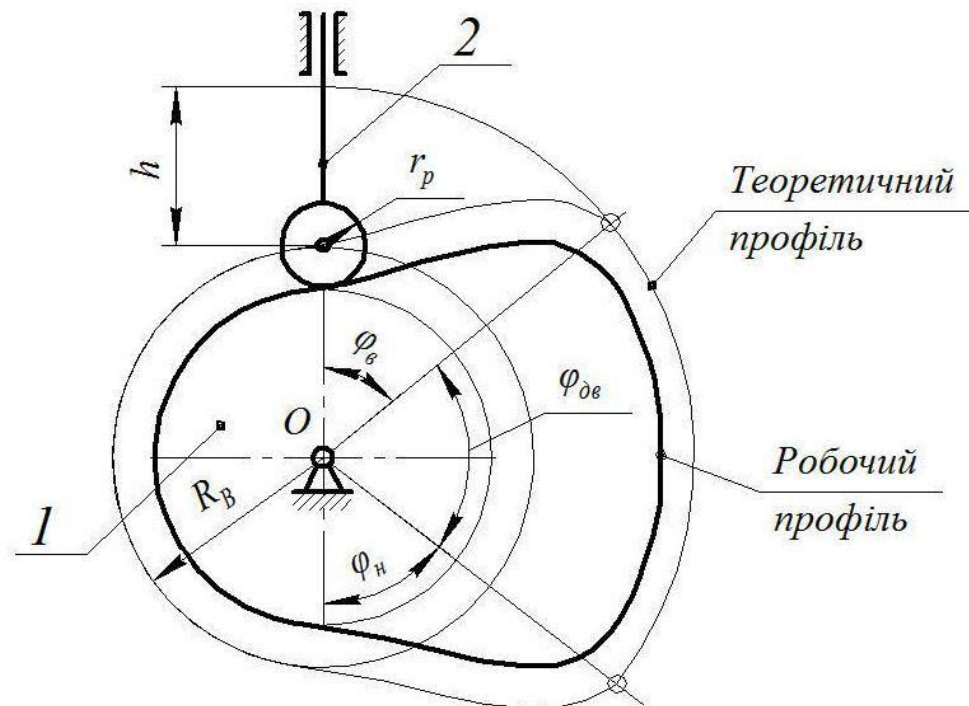


Рисунок 4.2 – Основні елементи та параметри кулачкового механізму

#### 4.2 Силова характеристика руху штовхача. Кут тиску

В машинах кулачкові механізми можуть виконувати роль як основного (наприклад, в каменедробарках), так і допоміжного механізму (у двигунах внутрішнього згорання).

Розглянемо схему кулачкового механізму з гострокінцевим штовхачем (рисунок 4.3).

Під дією зовнішньої сили опору  $Q$  (до складу якої можна віднести сили корисного опору, сили тертя в напрямних, сили пружності пружини, сили інерції і ваги штовхача), що прикладена до штовхача, між кулачком і штовхачем виникає реакція  $\vec{R}_{12}$ , яка направлена вздовж нормалі  $nn$  (без врахування сил тертя між кулачком і штовхачем) в точці  $B$  дотику штовхача і кулачка. Реакція  $\vec{R}_{12}$  є рушійною силою відносно штовхача – її дія відносно центра обертання кулачка  $O_1$  дорівнює зовнішньому моменту

$$M = \vec{R}_{12} \cdot h,$$

де  $h$  – плече сили  $\vec{R}_{12}$ .

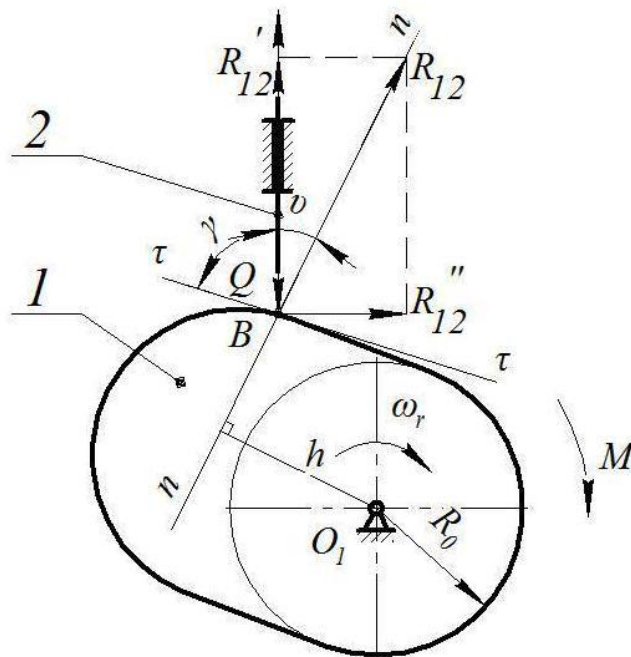


Рисунок 4.3 – Передача сил в кулачковому механізмі

Потужність, що розвивається зовнішнім моментом, дорівнює потужності, що розвивається силою  $\vec{R}_{12}$ :

$$P = M \cdot \omega_K = \vec{R}_{12} \cdot \mathcal{G}_B \cdot \cos(\widehat{\vec{R}_{12}, \mathcal{G}_B}) = \vec{R}_{12} \cdot \mathcal{G}_B \cdot \cos \nu, \quad (4.2)$$

де  $\omega_K$  – кутова швидкість кулачка;  $\mathcal{G}_B$  – швидкість переміщення штовхача;  $\nu$  – кут тиску.

Кутом тиску  $\nu$  називають кут, утворений векторами сили  $\vec{R}_{12}$  і швидкості  $\mathcal{G}_B$  в точці взаємодії штовхача і кулачка.

Якщо розкласти реакцію  $\vec{R}_{12}$  (рушійну силу) на складові  $\vec{R}'_{12}$  і  $\vec{R}''_{12}$ , що направлені відповідно паралельно і перпендикулярно до напрямку руху штовхача (рисунок 4.3), то можна проаналізувати умови роботоздатності кулачкового механізму.

Для нормальної роботи кулачкового механізму необхідно, щоб

$$\vec{R}'_{12} = \vec{R}_{12} \cdot \cos \nu \geq Q. \quad (4.3)$$

В іншому випадку, коли

$$\vec{R}'_{12} \leq Q \quad (4.4)$$

можливе заклинювання кулачкового механізму.

Зі збільшенням кута тиску  $\nu$  зростає  $\vec{R}''_{12} = \vec{R}_{12} \cdot \sin \nu$  тобто зростають втрати енергії на тертя і відповідно зменшується  $\vec{R}'_{12}$  що призначена для подолання сил опору  $Q$ .

Таким чином, від величини кута тиску залежить розподіл сил в кулачковому механізмі, його габаритні розміри і ККД. На основі теоретичних досліджень та експлуатації кулачкових механізмів встановлено, що максимально допустимі значення кута тиску: для штангових роликів –  $[\nu] \leq 35^\circ$ , для коромислових –  $[\nu] \leq 45^\circ$ .

Детальніше про проектування кулачкових механізмів залежно від кута тиску можна ознайомитися у відповідній літературі [6, 8].

### 4.3 Закон руху вихідної ланки

Під *законом руху* кулачкового механізму розуміють залежність переміщення, аналога швидкості, аналога прискорення штовхача від кута повороту кулачка або від часу. Закон руху штовхача визначається профілем кулачка і є основною характеристикою кулачкового механізму.

Закон руху, що вибирається конструктором на стадії проектування кулачкового механізму, повинен бути таким, щоб динамічні зусилля на ланках механізму були мінімальними, а його робота була плавною, без ударів і вібрації. Для зменшення динамічних навантажень стараються вибрати закон руху, що забезпечує можливо менші прискорення штовхача.

В практиці проектування кулачкових механізмів найбільш характерними, що зображені на рисунку 4.4 для фази віддалення штовхача є такі три основні типи законів руху: *а* – лінійний; *б* – параболічний; *в* – синусоїдальний.

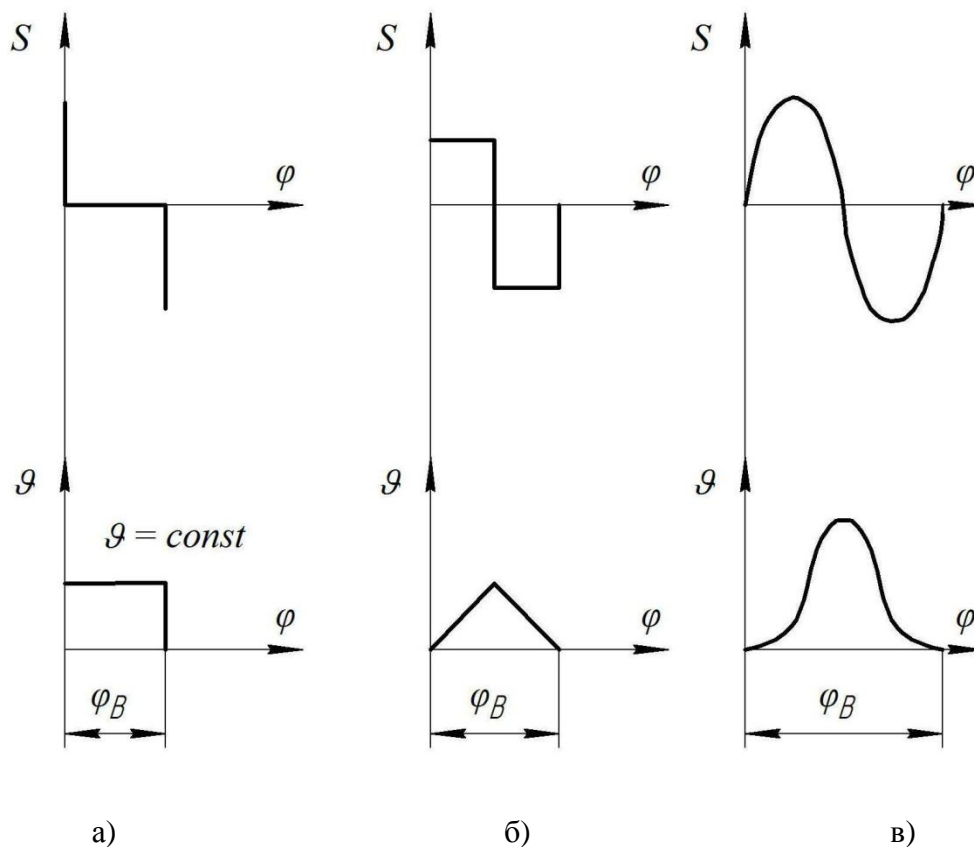


Рисунок 4.4 – Типові закони руху

При лінійному законі (рисунок 4.4, а) швидкість руху штовхача на фазі віддалення стала, прискорення рівне нулю, але на початку і в кінці фази прискорення прямує до нескінченності, що є причиною *жорстких* ударів. Такий закон припустимий при малій масі штовхача і малих швидкостях руху.

Для параболічного закону (рисунок 4.4, б) в точках розриву кривої аналога прискорення сили інерції мають скінченну величину і викликають м'які удари.

Для синусоїдального закону руху (рисунок 4.4, в) зміна прискорення відбувається плавно і теоретично удари відсутні. Такий закон руху рекомендується для швидкохідних механізмів.

При виконанні курсового проекту закон руху може задаватися графічно, таблицями значень параметрів або аналітичними виразами для переміщень, швидкостей і прискорень з використанням безрозмірних коефіцієнтів (див. додаток Д, таблиця Д.1).

#### **4.4 Вихідні дані і основні етапи проектування**

В завданні на курсовий проект вихідні дані задаються або безпосередньо, або можуть бути визначені на стадії проектування.

До вихідних даних відносяться.

1. Структурна схема механізму, що показує характер взаємодії ланок і їх відносне розміщення (рисунок 4.1).

2. Максимальне лінійне або кутове переміщення вихідної ланки (хід штовхача  $h$  або кут повороту коромисла  $\beta$ ).

3. Довжина коромисла  $l$  або зміщення  $e$  осі штовхача відносно осі обертання кулачка.

4. Кут робочого профілю кулачка  $\varphi_P$  або його фазові кути ( $\varphi_B$ ,  $\varphi_{ВП}$ ,  $\varphi_H$ ).

5. Допустимий кут тиску  $[\nu]$ .

6. Закон руху штовхача.

7. Частота обертання кулачка  $n_K$  (об/хв).

Проектування кулачкового механізму можна розбити на три основні етапи.

На першому етапі проектування необхідно вибрати закон руху штовхача відповідно до завдання на курсовий проект. Для проектування кулачкових механізмів передбачається дев'ять законів зміни аналога прискорення. Всі вони наведені в таблиці Д1 (додаток Д). Закон руху задається у вигляді графіка та аналітичних виразів з використанням безрозмірних коефіцієнтів. Використовуючи програму синтезу кулачкових механізмів на ЕОМ [8], студент отримує результати розрахунку (див. додаток М), які використовує для побудови графіків руху штовхача.

На другому етапі розв'язується задача визначення розмірів кулачка (мінімального радіуса  $R_0$  основного кола теоретичного профілю кулачка), при яких забезпечується зміна кута тиску в допустимих межах (для кулачкових механізмів з роликівим штовхачем) або визначення основних розмірів кулачкового механізму з умови опуклості профілю кулачка (для кулачкових механізмів з тарілчастим штовхачем).

На третьому етапі проектування кулачкових механізмів виконується розрахунок координат точок профілю кулачка графічним або аналітичним способом (з застосуванням ЕОМ) та здійснюється побудова профілю

кулачка. Перевагу слід надавати аналітичному проектуванню профілю, оскільки досягається висока точність обчислень. В навчальних цілях використовуються поєднання графічних методів визначення параметрів кулачка з обчисленнями на ЕОМ. Програми синтезу кулачкових механізмів на ЕОМ [8] дозволяють виконати розрахунок основних геометричних параметрів кулачка (радіуса основного кола теоретичного профілю, зміщення осі штовхача від центра обертання кулачка, міжосьової відстані між центрами обертання кулачка і коромисла, координат профілю кулачка) для всіх основних типів кулачкових механізмів. Результати розрахунку студент отримує у вигляді роздруківки (див. додаток М).

#### **4.5 Рекомендована послідовність проектування кулачкового механізму**

1. Вибрати вихідні дані для синтезу кулачкового механізму та детально ознайомитися з програмою синтезу кулачкового механізму на ЕОМ [8].

2. Виконати розрахунок основних параметрів кулачкового механізму на ЕОМ та отримати роздруківку результатів розрахунку (див. додаток М).

3. Визначити радіус основного кола  $R_0$  теоретичного профілю кулачка (мінімального радіуса кулачка) графічним методом та порівняти його з визначеним аналітично та за допомогою ЕОМ.

4. Побудувати профіль кулачка за результатами обчислень на ЕОМ і показати методи визначення координат двох, трьох точок графічними побудовами (див. додаток М).

5. Оформити пояснювальну записку до розділу «Синтез кулачкового механізму» і прикласти роздруківку результатів розрахунку (див. приклад оформлення – додаток Н).

#### **4.6 Запитання для самоперевірки**

1. Призначення й сфери застосування кулачкових механізмів.

2. Переваги й недоліки кулачкових механізмів.

3. Типи кулачкових механізмів та їх порівняльна характеристика.

4. Види замикання ланок у кулачкових механізмах. Їх переваги і недоліки.

5. Основні параметри кулачкових механізмів. Поняття про фазові кути й кути профілю кулачка.

6. Побудова діаграм переміщень, аналогів швидкостей і прискорень. Масштаби.

7. Задачі кінематичного та динамічного синтезу кулачкових механізмів.

8. Залежність розмірів кулачка від кута тиску.

9. Характеристика законів руху штовхача. «М'які» та «жорсткі» удари в кулачкових механізмах.

10. Визначення мінімального радіуса кулачка.

11. Основні вимоги, що ставляться до профілю кулачка з плоским штовхачем.
12. Причини заклинювання ланок кулачкового механізму.
13. Суть методу зворотного руху.
14. Побудова теоретичного та практичного профілю кулачка.
15. Визначення радіуса ролика.
16. Як визначається ступінь рухомості кулачкового механізму?
17. Чи можливе явище заклинювання в кулачковому механізмі з плоским штовхачем? Доведіть.
18. Умова самоперетину профілю кулачка.
19. Поняття про еквідистантні криві.
20. Побудова миттєвого замінюваного механізму для кулачкового механізму.



## ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И. И. – М. : Наука, 1988 – 640 с.
2. Теория механизмов и машин // Фролов К. В., Попов С. В., Мусатов А. К. и др.; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987 – 496 с.
3. Заблонский К. И. Теория механизмов и машин / Заблонский К. И., Белоконев И. М., Щекин Б. М. – К. : Вища школа, 1989. – 370 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / [Кореняко А. С., Кременштейн Л. И., Петровский С. Д. и др.]; под. ред. А. С. Кореняко. – К. : Вища школа, 1970. – 330 с.
5. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев – М. : Высш. шк., 1998. – 351 с.
6. Курсове проектування з теорії механізмів і машин : навчальний посібник / [Є. І. Крижанівський, Б. Д. Малько, В. М. Сенчішак та ін.]. – Івано-Франківськ, 1996. – 357 с.
7. Вишенський І. І. Теорія механізмів і машин. Механічні передачі : навчальний посібник / Вишенський І. І. – К. : НМКВО, 1992. – 356 с.
8. Мохнатюк А. І. Синтез кулачкових механізмів на ЕОМ : навчальний посібник / Мохнатюк А. І. – К. : НМК ВО, 1992. – 188 с.
9. Мохнатюк А. І. Синтез планетарних передач на ЕОМ : навчальний посібник до курсового проектування з дисципліни «Теорія механізмів і машин» / Мохнатюк А. І. – Вінниця : ВДТУ, 1997. – 73 с.
10. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник / Кіницький Я. Т. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.

# ДОДАТКИ

## ДОДАТОК А

**Таблиця А.1 – Значення коефіцієнтів корекції  $x_1 = -x_2$  для рівнозміщеного зачеплення**

$z_2$	Значення при $z_1$						
	11	12	13	14	15	16	17
20	0,356	0,300	0,250	0,200	0,155	0,115	0,102
21	0,360	0,310	0,264	0,220	0,181	0,144	0,110
22	0,382	0,328	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131
23	0,394	0,340	0,298	0,255	0,218	0,182	0,148
24	0,408	0,357	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165
25	0,415	0,368	0,324	0,283	0,247	0,210	0,178
26	0,422	0,379	0,335	0,295	0,259	0,221	0,191
27	0,430	0,389	0,347	0,308	0,270	0,232	0,205
28	0,436	0,395	0,354	0,318	0,279	0,242	0,214
29	0,442	0,401	0,362	0,329	0,288	0,252	0,228
30	0,448	0,408	0,370	0,339	0,297	0,262	0,233
31	0,454	0,415	0,377	0,350	0,306	0,272	0,242
32	0,460	0,422	0,385	0,360	0,315	0,282	0,251
34	0,470	0,431	0,395	0,368	0,327	0,294	0,265
36	0,478	0,440	0,405	0,377	0,339	0,307	0,278
38	0,487	0,450	0,417	0,386	0,351	0,320	0,292
40	0,496	0,460	0,427	0,396	0,363	0,333	0,306
44	0,505	0,470	0,439	0,408	0,377	0,349	0,322
48	0,515	0,481	0,451	0,420	0,391	0,365	0,339
52	0,524	0,492	0,461	0,431	0,403	0,377	0,353

## ДОДАТОК Б

**Таблиця Б.1 – Значення коефіцієнтів  $\Delta u$  для нерівнозміщеного зачеплення при  $2 \geq U_{12} \geq 1$**

$z_1$	11	12	13	14	15	16	17
$\Delta u$	0,127	0,145	0,160	0,175	0,190	0,202	0,215
$z_1$	18	19	20	21	22	23	24
$\Delta u$	0,227	0,239	0,250	0,257	0,265	0,270	0,278

**Таблиця Б.2 – Значення коефіцієнтів  $x_1$  і  $x_2$  для нерівнозміщеного зачеплення при  $2 \geq U_{12} \geq 1$**

$z_2$	Значення при $z_1$									
	11		12		13		14		15	
	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$
16	0,534	0,322	0,566	0,376	0,588	0,426	0,600	0,485	0,609	0,547
18	0,568	0,312	0,609	0,358	0,638	0,405	0,661	0,452	0,677	0,508
20	0,601	0,303	0,646	0,345	0,676	0,389	0,706	0,433	0,371	0,481
22	0,630	0,297	0,679	0,337	0,714	0,376	0,745	0,419	0,775	0,463
23	–	–	0,693	0,334	0,730	0,372	0,763	0,414	0,792	0,458
24	–	–	0,706	0,333	0,745	0,369	0,780	0,409	0,813	0,449
25	–	–	–	–	0,758	0,368	0,796	0,405	0,830	0,445
26	–	–	–	–	0,773	0,365	0,813	0,400	0,848	0,440
28	–	–	–	–	–	–	0,840	0,397	0,881	0,431
30	–	–	–	–	–	–	–	–	0,908	0,428

**Продовження таблиці Б.2**

$z_2$	Значення при $z_1$									
	16		17		18		19		20	
	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$	$x_1$	$x_2$
20	0,744	0,528	0,756	0,580	0,756	0,639	0,756	0,699	0,755	0,755
22	0,793	0,507	0,809	0,554	0,814	0,609	0,830	0,652	0,831	0,707
24	0,834	0,491	0,856	0,534	0,871	0,579	0,888	0,673	0,892	0,715
26	0,869	0,480	0,898	0,517	0,916	0,561	0,937	0,601	0,948	0,645
28	0,907	0,467	0,936	0,504	0,958	0,543	0,980	0,583	0,997	0,624
30	0,936	0,462	0,968	0,496	0,994	0,532	1,017	0,571	1,038	0,608
32	0,967	0,455	0,999	0,490	1,026	0,525	1,054	0,559	1,076	0,594
34	–	–	1,030	0,483	1,059	0,516	1,088	0,550	1,110	0,584
36	–	–	–	–	1,088	0,511	1,117	0,545	1,141	0,578
38	–	–	–	–	–	–	1,145	0,540	1,173	0,570
40	–	–	–	–	–	–	–	–	1,201	0,567

**Таблиця Б.3 – Значення коефіцієнтів  $\Delta y$  та  $x_1$  для нерівнозміщеного зачеплення при  $5 \geq U_{12} \geq 2$**

$z_1$	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
$\Delta y$	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22	0,23	0,24	0,25	0,25
$x_1$	0,66	0,73	0,80	0,86	0,92	0,98	1,04	1,10	1,16	1,22	1,27

**Таблиця Б.4 – Значення коефіцієнтів  $x_2$  для нерівнозміщеного зачеплення при  $5 \geq U_{12} \geq 2$**

$z_2$	Значення $z_1$										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21
25	0.442	0.425	–	–	–	–	–	–	–	–	–
30	0.501	0.486	0.471	0.468	–	–	–	–	–	–	–
35	0.556	0.542	0.528	0.522	0.518	0.512	0.505	–	–	–	–
40	0.610	0.596	0.582	0.577	0.575	0.569	0.564	0.560	0.553	–	–
45	0.661	0.648	0.635	0.632	0.628	0.624	0.620	0.616	0.611	0.606	0.566
50	0.709	0.696	0.685	0.684	0.682	0.677	0.674	0.671	0.667	0.662	0.628
55	0.754	0.745	0.734	0.731	0.728	0.727	0.722	0.720	0.716	0.677	0.677
60	–	0.789	0.782	0.780	0.779	0.778	0.777	0.773	0.772	0.769	0.729

**ДОДАТОК В**

**Таблиця В.1 – Значення евольвентної функції**

Кут	Порядок	0,0	10	20	30	40	50
20°	0,0	149	153	157	161	165	169
21°	0,0	173	178	182	187	191	196
22°	0,0	200	205	210	215	220	225
23°	0,0	320	236	241	247	252	258
24°	0,0	263	269	275	281	287	293
25°	0,0	800	306	313	319	326	333
26°	0,0	339	346	358	361	368	375
27°	0,0	383	390	398	406	414	422
28°	0,0	430	438	447	455	464	473
29°	0,0	482	491	500	509	518	529
30°	0,0	537	547	557	567	577	588

**Продовження таблиці В.2**

31°	0,0	598	608	619	630	641	652
32°	0,0	664	675	686	698	710	722
33°	0,0	734	747	759	772	785	798
34°	0,0	811	824	838	851	865	879
35°	0,0	893	908	922	937	951	96

**ДОДАТОК Г**

**Таблиця Г.1 – Таблиця характеристик зубчастого зачеплення**

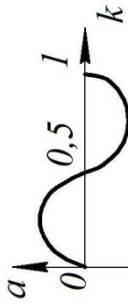
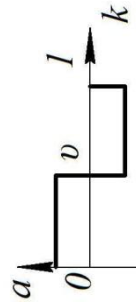
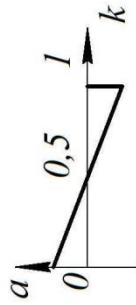
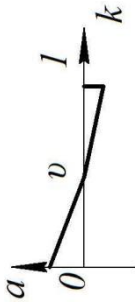
Модуль, мм	m	
Кількість зубців коліс	$z_1$ $z_2$	
Коефіцієнти зміщення	$x_1$ $x_2$	
Коефіцієнти сприйманого зміщення	y	
Коефіцієнти зрівнювального зміщення	$\Delta y$	
Коефіцієнт перекриття	$\varepsilon_\alpha$	
	10	30

**Таблиця Г.2 – Частоти обертання та геометричні параметри коліс планетарного редуктора**

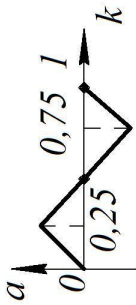

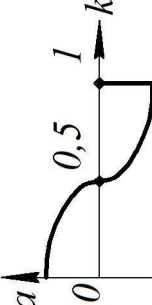
Ланка	1	2 і 3	4	H
$n^{IP}$ , об/хв				
$n^{aH}$ , об/хв				
Z				
$m_{пл}$ , мм				

## Додаток Д

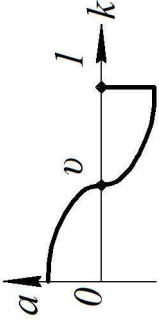
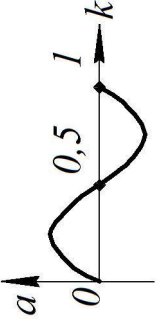
Таблиця Д.1 – Закони руху вихідної ланки кулачкового механізму

№	Закон руху	Межі К		Формули для обчислення безрозмірних коефіцієнтів
		від	до	
1	2	3	4	5 6 7
1	 <p style="text-align: center;">Поліномний</p>	0	1	$(10 - 15k + 6k^2) \cdot k^3$  $30k^2(1 - k)^2$  $60k(1 - 3k + 2k^2)$
2	 <p style="text-align: center;">Стале прискорення</p>	0	v	$\frac{2}{v}k^2$  $\frac{2}{1-v}(1-k)$
3	 <p style="text-align: center;">Лінійне прискорення</p>	0	1	$3k^2(1 - \frac{2}{3}k)$  $6k(1 - k)$  $6(1 - 2k)$
4	 <p style="text-align: center;">Лінійне прискорення (асиметрична тахограма)</p>	0	v	$\frac{3k^2}{2v}(1 - \frac{1}{3v}k)$  $\frac{3(1 - 2v + 32vk - k^2)}{2(1 - v)^2}$  $\frac{3}{v}(1 - \frac{1}{v}k)$  $\frac{3(v - k)}{(1 - v)^2}$

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7
5	 <p>Зміна прискорення за трикутником</p>	0 0,25 0,75	0,25 0,75 1	$\frac{16}{3}k^3$ $\frac{1}{6} - 2k + 8k^2 - \frac{16}{3}k^3$ $1 - \frac{16}{3}(1-k)^3$	$16k^2$ $16k(1-k) - 2$ $16(1-k)^2$	$32k$ $16(1-2k)$ $-32(1-k)$
6	 <p>Зміна прискорення за трапецією</p>	0 0,125 0,375 0,625 0,875	0,125 0,375 0,625 0,875 1	$\frac{64}{9}k^3$ $\frac{1}{3}(\frac{1}{24} - k + 8k^2)$ $\frac{1}{3}(\frac{7}{6} - 10k + 32k^2 - \frac{64}{3}k^3)$ $\frac{1}{3}(-\frac{97}{24} + 15k - 8k^2)$ $1 - \frac{64}{9}(1-k)^3$	$\frac{64}{3}k^2$ $\frac{1}{3}(-1+16k)$ $\frac{2}{3}(-5+32k-32k^2)$ $\frac{1}{3}(15-16k)$ $\frac{64}{3}(1-k)^2$	$\frac{128}{3}k$ $\frac{16}{3}$ $\frac{64}{3}(1-2k)$ $-\frac{16}{3}$ $-\frac{128}{3}(1-k)$
7	 <p>Косинусоїдальний (симетрична гахограма)</p>	0	1	$\frac{1}{2}(1 - \cos \pi k)$	$\frac{\pi}{2} \sin \pi k$	$\frac{\pi^2}{2} \cos \pi k$

Продовження таблиці Д.1

1	2	3	4	5	6	7
8	 <p>Косинусоїдальний (несиметрична тахограма)</p>	0	v	$v(1 - \cos \frac{\pi}{2v} k)$ $v + (1 - v) \cos \frac{\pi(1 - k)}{2(1 - v)}$	$\frac{\pi}{2} \sin \frac{\pi}{2v} k$ $\frac{\pi}{2} \sin \frac{\pi(1 - k)}{2(1 - v)}$	$\frac{\pi^2}{4v} \cos \frac{\pi}{2v} k$ $\frac{\pi}{2} \sin \frac{\pi(1 - k)}{2(1 - v)}$
9	 <p>Синусоїдальний</p>			$\frac{1}{2\pi} (2\pi k - \sin 2\pi k)$	$1 - \cos 2\pi k$	$2\pi \sin 2\pi k$



## ДОДАТОК Е

**Таблиця Е.1 – Основні формули теоретичної механіки, які необхідні для вивчення курсу ТММ**

Прямолінійний рух	Обертальний
1	2
<p>1. Швидкість (лінійна)</p> $\mathfrak{V} = \frac{dS}{dt} \quad (1)$ <p>Під час рівномірного руху</p> $\mathfrak{V} = \frac{S}{t} = const \quad (2)$	<p>1. Кутова швидкість</p> $\omega = \frac{d\varphi}{dt} \quad (1)$ <p>Кутова швидкість може бути виражена частотою обертання <math>n</math>, <math>\text{хв}^{-1}</math></p> $\omega = \frac{\pi n}{30} \quad (2)$ <p>Колова швидкість точки</p> $\mathfrak{V} = \omega r, \quad (3)$ <p>де <math>r</math> – відстань точки до центра обертання, м. Під час рівномірного обертання</p> $\mathfrak{V} = \frac{\pi n r}{30} = const, \quad (4)$ <p>радіус деталі, яка обертається, м; <math>n</math> – частота обертання <math>\text{хв}^{-1}</math></p>
<p>2. Прискорення (лінійне)</p> $a = \frac{d\mathfrak{V}}{dt} = \frac{d^2S}{dt^2} \quad (3)$ <p>Прискорення вільного падіння</p> $g = 9,81 \frac{M}{c^2} \quad (4)$	<p>2. Кутове прискорення</p> $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2} \quad (5)$ <p>Нормальне (доцентрове) прискорення</p> $a^n = \omega^2 r = \frac{\mathfrak{V}^2}{r} \quad (6)$ <p>де <math>\mathfrak{V}</math> – колова швидкість. Дотичне (тангенціальне) прискорення</p> $a^\tau = \varepsilon r = \frac{d\mathfrak{V}}{dt} \quad (7)$ <p>Повне прискорення</p> $\bar{a} = \bar{a}^n + \bar{a}^\tau \quad (8)$ <p>або</p> $a = \sqrt{(a^n)^2 + (a^\tau)^2} = r\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2} \quad (9)$ <p>Поворотне (коріолісове) прискорення</p> $a^k = 2\omega\mathfrak{V}^r \quad (10)$ <p>Відносне прискорення</p> $a^r = \frac{d\mathfrak{V}^r}{dt} \quad (11)$
<p>3. Сила <math>F</math> – причина руху та опору руху</p>	<p>3. Статистичний момент сили (момент пари сил)</p> $M = FR \quad (12)$

**Продовження таблиці Е.1**

1	2
<p>4. Робота</p> $A = \int F \cos \alpha ds \quad (5)$ <p>При <math>F = const</math> і збігу напрямків сили <math>F</math> і переміщення <math>s</math> точки прикладання сили</p> $A = Fs$	<p>4. Робота</p> $A = \int Md\varphi \quad (13)$ <p>При <math>M = const</math></p> $A = M\varphi \quad (14)$ <p>Робота за один оберт</p> $A = 2\pi M \quad (15)$
<p>5. Потужність</p> $P = F\mathcal{G} \quad (6)$	<p>5. Потужність</p> $P = M\omega \quad (16)$
<p>6. Маса <math>m</math> – міра інертності тіла в поступальному русі.</p>	<p>6. Момент інерції тіла – міра інертності тіла при обертальному русі</p> $J = \int R^2 dm \quad (17)$
<p>7. Сила інерції</p> $\bar{F}_{in} = -m\bar{a} = -\frac{G}{g}\bar{a} \quad (7)$ <p>Сила тяжіння</p> $G = mg \quad (8)$	<p>7. Статичний момент від дотичних сил інерції (момент сил інерції)</p> $\bar{M}_{in} = -J\bar{\varepsilon} \quad (18)$
<p>8. Кінетична енергія</p> $E = \frac{m\mathcal{G}^2}{2} \quad (9)$	<p>8. Кінетична енергія</p> $E = \frac{J\omega^2}{2} \quad (19)$
<p>9. Кількість руху</p> $K = m\mathcal{G} \quad (10)$	<p>9. Момент кількості руху</p> $L = KR = m\mathcal{G}R = J\omega \quad (20)$
<p>10. Імпульс сили при <math>F = const</math></p> $s = Ft \quad (11)$	<p>10. Момент імпульсу сили при сталих <math>F</math> або <math>M</math></p> $M_s = FtR = Mt \quad (21)$

## ДОДАТОК Ж

### Завдання на курсовий проект

Запропоновано 25 завдань, кожне з яких складається з 8–ми варіантів числових даних. В основі запропонованих завдань використано кінематичні схеми реальних машин різних галузей промисловості, які в комплексі містять різного виду шарнірно-важільні, кулачкові та зубчасті механізми.

#### ЗАВДАННЯ № 1

(рисунок Ж.1; таблиця Ж.1)

##### Проектування і дослідження механізмів хитного конвеєра

Хитні конвеєри використовуються для транспортування і сортування різних сипких і кускових матеріалів: зерна, руди, вугілля тощо. Матеріал подається в лоток (жолоб) конвеєра, що здійснює зворотно-поступальний рух. При цьому матеріал, який лежить на конвеєрі, буде або рухатись відносно лотка 5 проти його ходу, або залишатись нерухомим відносно лотка конвеєра. Переміщення матеріалу по лотку відбувається в ті моменти часу, коли сили інерції, що діють на частинки матеріалу, перевищують силу тертя між лотком і матеріалом. Лоток жорстко з'єднаний з повзуном  $D$ , який приводиться у зворотно-поступальний рух шарнірним чотириланковим механізмом і шатуном  $BD$ . За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому лоток 5 знаходиться в крайньому правому положенні.

Центри мас ланок 2, 3, 4 розміщені в точках  $S_2, S_3, S_4$  визначають з умов  $AS_2 = 0,4 \cdot AB$ ;  $BS_4 = 0,3 \cdot BD$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

#### ЗАВДАННЯ № 2

(рисунок Ж.2; таблиця Ж.2)

##### Проектування і дослідження механізмів хитного конвеєра

Область застосування і його будова описані в завданні №1. Принципова відмінність даного конвеєра від попереднього полягає в тім, що використана інша схема шарнірно-важільного механізму.

Центри мас ланок 2, 3, 4 розміщені в точках  $S_2, S_3, S_4$  визначають з умов:  $AS_2 = 0,4 \cdot AB$ ;  $CS_3 = 0,5 \cdot O_3C$ ;  $CS_4 = 0,3 \cdot CD$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

#### ЗАВДАННЯ № 3

(рисунок Ж.3; таблиця Ж.3)

##### Проектування і дослідження механізмів витяжного преса

Витяжний прес використовується для виготовлення деталей методом штампування, а також для оброблення матеріалів методом тиску. Кривошип  $I$  приводиться в обертальний рух від електродвигуна через

зубчасту передачу  $z_1z_2$  і планетарний механізм. Обертальний рух кривошипа перетворюється у зворотно-поступальний рух повзуна 5. При русі повзуна зверху вниз відбуваються робочий хід і формування заготовки, у зворотному напрямі – холостий хід. Заготовка подається на стіл преса автоматично з допомогою кулачкового механізму. Положення механізму, при якому повзун знаходиться у крайній верхній точці, прийняти за початкове.

Положення центрів мас ланок визначити з умов:  $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ ;  $CS_3 = 0,5 \cdot CD$ .

Для всіх варіантів прийняти масу шатуна 4 рівною нулю, зведений момент рушійних сил величиною сталою.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

#### **ЗАВДАННЯ № 4**

**(рисунок Ж.4; таблиця Ж.4)**

##### **Проектування і дослідження механізмів подачі заготовок**

Механізм подачі заготовок приводиться в рух від електродвигуна через планетарний механізм і пару зубчатих коліс  $z_4$  і  $z_5$ . Важільний механізм складається із кривошипа 1, шатунів 2 і 4, коромисла 3 і повзуна 5. Величина сили корисного опору, що діє на ланку 5 механізму, визначається за діаграмою (рис. Ж.4, г). За початок відрахунку прийняти те положення механізму, при якому ланка 5 займає крайнє ліве положення. Моменти інерції ланок відносно центральних осей ( $J_{S2}$ ,  $J_{S3}$ ,  $J_{S4}$ ) визначити

за формулою  $J_{S_i} = \frac{m_i \cdot l_i^2}{12}$ . Для управління автоматичною подачею заготовок до повзуна 5 використовується кулачковий механізм. Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти:

$$\varphi_B = (0,54 - 0,02n)\varphi_P; \varphi_{ВП} = 0,1\varphi_P; \varphi_H = (0,36 + 0,02n)\varphi_P,$$

де  $\varphi_P$  – кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);  $\varphi_B$ ,  $\varphi_{ВП}$ ,  $\varphi_H$  – фазові кути віддалення, верхньої паузи, наближення, відповідно;  $n$  – номер варіанта завдання ( $n=1; 2; \dots, 8$ ).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

#### **ЗАВДАННЯ № 5**

**(рисунок Ж.5; таблиця Ж.5)**

##### **Проектування і дослідження механізмів формувальної машини**

Формувальні машини призначені для формування різних сумішей. Механізм формувальної машини приводиться в рух від електродвигуна через пару зубчатих коліс  $z_1z_2$ , планетарний механізм. При русі поршня (ланки 5) вправо відбувається стискання суміші (робочий хід).

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення

механізму, при якому ланка 5 знаходиться в крайньому лівому положенні.

Центри мас ланок 3, 4 розміщені в точках  $S_3, S_4$ :  $BS_4 = 0,5 \cdot BC$ ,  
 $BS_3 = \frac{1}{3} \cdot BA$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 6**

**(рисунок Ж.6; таблиця Ж.6)**

#### **Проектування і дослідження механізмів грохота**

Грохоти використовуються для транспортування і сортування різних сипких і кускових матеріалів: зерна, руди, вугілля тощо. Рух грохота повинен бути близьким до гармонічного. При цьому матеріал, який лежить на лотку 5, буде або рухатись відносно лотка 5 проти його ходу, або залишатись нерухомим відносно лотка. Переміщення матеріалу відбувається в ті моменти часу, коли сили інерції, що діють на частинки матеріалу, перевищують силу тертя між лотком і матеріалом. Лоток жорстко з'єднаний з повзуном  $D$ , який приводиться у зворотно-поступальний рух шарнірним чотириланковим механізмом і шатуном  $CD$ .

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому лоток 5 знаходиться в крайньому лівому положенні.

Центри мас ланок 3, 4 розміщені в точках  $S_3, S_4$  визначають з умов  $BS_3 = 0,3 \cdot BA$ ;  $CS_4 = 0,5 \cdot CD$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 7**

**(рисунок Ж.7; таблиця Ж.7)**

#### **Проектування і дослідження механізмів верстата холодної калібровки труб**

Верстат (рис. Ж.7) застосовується для калібровки труб в холодному стані. Від електродвигуна обертання передається через зубчасту передачу  $z_1, z_2$  і планетарний механізм на головний вал верстата. Основу важільного механізму складає шарнірний чотириланковий  $OABC$  з кулісною частиною  $BCDE$ . Інструмент (калібр), що закріплюється на повзуні 5, здійснює зворотно-поступальні рухи (робочий рух зверху вниз витяжки труби і холостий хід повернення у вихідне положення). Положення центрів мас ланок прийняти:  $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ ;  $BS_3 = 0,5 \cdot BC$

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 8**

**(рисунок Ж.8; таблиця Ж.8)**

#### **Проектування і дослідження механізмів довбального верстата**

Довбальні верстати використовуються для нарізання зубчастих

коліс методом обкочування. Довбач, закріплений на шпинделі супорта, рухається зворотно-поступально, паралельно осі заготовки. Для надання зворотно-поступального руху довбачу, як і в стругальних верстатах, в основному використовуються кулісні механізми.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому повзун 5 знаходиться в крайньому верхньому положенні.

Положення центрів мас ланок визначити за умови  $BS_3 = 0,5 \cdot CB$ ;  $CS_4 = 0,5 \cdot CD$ .

Для всіх варіантів прийняти масу ланок 1 і 2 рівною нулю, зведений момент рушійних сил величиною сталою.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 9**

**(рисунок Ж.9; таблиця Ж.9)**

#### **Проектування і дослідження механізмів зубодовбального верстата**

На рисунку Ж9 б показана кінематична схема механізму зворотно-поступального руху довбача зубодовбального верстата.

Електродвигун через пару зубчастих коліс  $z_1z_2$  і планетарний механізм приводить в рух кривошип 1, виконаний у вигляді диска. Цей рух перетворюється у зворотно-поступальний шtosеля 5, на якому закріплюється довбач *E*. В реальній конструкції коромисло закінчується зубчастим сектором, що знаходиться в зачепленні з круговою рейкою, закріпленою на шtosелі. В даній схемі сектор і рейка показані у вигляді замінювального механізму (повзуна 4 і двох нижчих кінематичних пар). Повзун зображений рухомим в поперечному перерізі шtosеля. Величина ходу повзуна може змінюватися радіальним рухом кривошипного пальця *A*.

Положення центрів мас ланок прийняти на їх середині.

За початок відрахунку прийняти те положення механізму, при якому ланка 5 займає крайнє верхнє положення .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 10**

**(рисунок Ж.10; таблиця Ж.10)**

#### **Проектування і дослідження механізмів стругального верстата**

Стругальні верстати використовують для оброблення плоских поверхонь деталей. У стругальних верстатах для надання руху повзуну 5, до якого приєднується супорт з ріжучим інструментом, використовується шарнірний кривошипно-коромисловий механізм *OABC* з приєднаною шатунно-повзунною групою. Робочий хід здійснюється при русі повзуна 5 справа наліво, при чому стругання відбувається на ділянці, яка відповідає 80% ходу. Кривошип 1 приводиться в рух від електродвигуна через

планетарний редуктор і пару зубчастих коліс  $z_4z_5$ .

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення механізму, при якому повзун 5 займає крайнє праве положення.

Положення центрів мас ланок 2, 5 прийняти на їх середині, для ланки 3 на перетині медіан.

В системі змащування використовується кулачковий механізм.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 11**

**(рисунок Ж.11; таблиця Ж.11)**

#### **Поперечно-стругальний верстат**

Застосування та принцип дії стругального верстата дані в завданні №10. Відмінною особливістю даного механізму порівняно з попереднім є використання кулісного механізму, завдяки якому робочий хід здійснюється повільніше, ніж холостий, а отже раціональніше використовується потужність двигуна верстата.

Положення центрів мас ланок 2, 5 прийняти на їх середині, для ланки 3:  $CS_3 = \frac{2}{3}CD$ .

В системі змащування використовується кулачковий механізм.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 12**

**(рисунок Ж.12; таблиця Ж.12)**

#### **Проектування і дослідження механізмів сінного преса**

В основу конструкції сінного преса покладено кривошипно-повзунний механізм. Обертальний рух від вала електродвигуна через пару зубчастих коліс  $z_1z_2$  і планетарний редуктор передається кривошипу 1, від якого приводяться в рух ланки 2 і повзун 3. Під час робочого ходу кривошип випрямляє ланку 2 і через повзун 5 передає тиск на сіно, що пресується. Сила опору прикладена до ланки 5 і направлена протилежно швидкості його руху, задана діаграмою (рис. Ж.12, г).

Положення центрів мас ланок прийняти на їх середині.

За початок відрахунку прийняти те положення механізму, при якому ланка 5 займає крайнє ліве положення.

Для змащування вузлів преса використовується кулачковий механізм.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

## ЗАВДАННЯ № 13

(рисунок Ж.13; таблиця Ж.13)

### Проектування і дослідження механізмів тістомісильної машини

Механізм тістомісильної машини служить для перемішування тіста при виготовленні хліба на механізованих хлібо заводах. Основою механізму є шарнірний чотириланковик  $O_2ABO_3$ . Лапа  $C$  жорстко з'єднана з шатуном  $AB$ , рухається в діжі з тістом по замкненій кривій. Діжа рівномірно обертається навколо своєї вертикальної осі, яка проходить через центр її дна. Це обертання діжі та рух лапи  $C$  забезпечують нормальне перемішування всієї маси тіста.

Маса ланки  $C$ :  $m_C = (0,2 - 0,5)m_{BAC}$ . Положення центрів мас ланок 1 і 2 прийняти на середині ланок.

Кулачковий механізм використовується як масляний насос.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

## ЗАВДАННЯ № 14

(рисунок Ж.14; таблиця Ж.14)

### Проектування і дослідження механізмів зернозбирального комбайна

На рисунку Ж.14, б зображена схема важільного механізму соломо наповнювача, який служить для наповнення та ущільнення соломи в бункері комбайна. Кривошип 1 приводиться в рух від двигуна комбайна через пару зубчастих коліс  $z_1$  і  $z_2$  і планетарний редуктор.

З шатуном  $AB$  жорстко з'єднана гребінка  $AC$ , яка здійснює плоскопаралельний рух. За час руху коромисла  $O_3B$  із лівого крайнього положення в праве крайнє положення гребінка проштовхує солону у бункер. При зворотному русі коромисла  $O_3B$  відбувається холостий хід.

За початок підрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому ланка 3 займає крайнє ліве положення. Положення центрів мас ланок: ланки 2 – на перетині медіан, ланки 3 – на її середині.

Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти:

$$\varphi_B = (0,54 - 0,02n)\varphi_P; \varphi_{ВП} = 0,1\varphi_P; \varphi_H = (0,36 + 0,02n)\varphi_P,$$

де  $\varphi_P$  – кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);  $\varphi_B$ ,  $\varphi_{ВП}$ ,  $\varphi_H$  – фазові кути віддалення, верхньої паузи, наближення відповідно;  $n$  – номер варіанта завдання ( $n=1; 2; \dots, 8$ ).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

## Завдання № 15

(рисунок Ж.15; таблиця Ж.15)

### Проектування і дослідження механізмів комбайна

На рисунку Ж.15, б показана кінематична схема механізму



очищення зерна зернозбирального комбайна. Рух від двигуна через планетарний редуктор і пару зубчастих коліс  $z_4$  і  $z_5$ , передається кривошипу 1, який здійснює повний оберт навколо нерухомої осі  $O_1$ , приводить в рух ланки 2, 3, 4, 5.

На шатуні 4 закріплено решето, на яке подається суміш зерна і полова. Завдяки струшувальним рухам ланки 4 більш великі частинки провалюються крізь отвори в решеті, а легші виносяться вентилятором назовні.

Силою корисного опору в даному механізмі є сила ваги ланки 4 з решетом та зерном. Цю силу з деяким наближенням замінюють сталим моментом опору  $M_{КО}$ , який прикладається до ланки 5. Будемо вважати, що при русі коромисла  $O_3D$  із лівого крайнього положення в праве здійснюється робочий хід.

Центри мас ланок розміщені: ланок 2, 4, 5 – на їх серединах, ланки 3 – на перетині медіан.

Відстань між осями  $O_2O_5$  прийняти:  $c = a + 0,9 \cdot l_{CD}$ ;  $d = 1,25 \cdot l_{DO_5}$ .

Схема кулачкового механізму задається.

Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти :

$$\varphi_B = (0,54 - 0,02n)\varphi_P; \varphi_{ВП} = 0,1\varphi_P; \varphi_H = (0,36 + 0,02n)\varphi_P,$$

де  $\varphi_P$  – кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);  $\varphi_B$ ,  $\varphi_{ВП}$ ,  $\varphi_H$  – фазові кути віддалення, верхньої паузи, наближення відповідно;  $n$  – номер варіанта завдання ( $n=1; 2; \dots, 8$ ).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **Завдання № 16**

**(рисунок Ж.16; таблиця Ж.16)**

#### **Проектування і дослідження механізмів комбайна**

Сфера застосування і принцип роботи механізму зернозбирального комбайна наведені в завданні №15. Цей механізм є однією із модифікацій великої кількості типів комбайнів.

Центри мас ланок розміщені: ланок 2, 4, 5 – на їх серединах.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 17**

**(рисунок Ж.17; таблиця Ж.17)**

#### **Проектування і дослідження механізмів сінного пресу**

Сінний прес (рис. Ж.17) призначений для формоутворення та трамбування кормових блок-пакетів.

Рух від електродвигуна передається через зубчасту передачу  $z_1, z_2$  і планетарний механізм кривошипа 1 кривошипно-повзунного механізму

$OAB$  та кривошипно-коромислового механізму  $OACDO_1$ . Обертальний рух кривошипа перетворюється у зворотно-поступальний рух повзуна 3 та хитний рух коромисла 5. При русі повзуна 3 зліва направо відбувається робочий хід і пресування сіна, а подача сіна в бункер здійснюється коромислом 5. За робочий хід прийняти хитний рух коромисла 5, коли точка  $E$  коромисла рухається зліва направо. Графік зміни зусилля на повзуні 3 показаний на рис. Ж17.2, а силу корисного опору, прикладену до точки  $E$  коромисла 5, прийняти постійною  $F_{КО}^{max}$ .

Положення механізму, при якому повзун 3 знаходиться у крайній лівій точці, прийняти за початкове.

Положення центрів мас ланок прийняти:  $AS_2 = \frac{1}{3}AB$ ;  $CS_4 = 0,5 \cdot DC$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### ЗАВДАННЯ № 18

(рисунок Ж.18; таблиця Ж.18)

#### Проектування і дослідження механізмів швейної машини

Швейні машини, як відомо, широко застосовуються для шиття одягу та взуття. Даний механізм є складовою частиною швейної машини. Він складається із кривошипно-повзунного механізму  $O_2AB$  (механізм ведення голки) та механізму шарнірного чотириланковика  $O_2CDO_3$  (що тягне нитку).

Центри мас ланок 2, 3, 4 розміщені в точках  $S_2, S_3, S_4$  визначають з умов:  $AS_2 = 0,4 \cdot AB$ ;  $CS_3 = 0,5 \cdot O_3C$ ;  $CS_4 = 0,3 \cdot CD$ .

Кулачковий механізм використовується як масляний насос.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### ЗАВДАННЯ № 19

(рисунок Ж.19; таблиця Ж.19)

#### Проектування і дослідження механізму двоступінчастого повітряного компресора

Двоступінчастий компресор призначається для отримання стисненого повітря, яке використовується у пневмопристроях. Механізм являє собою здвоєний кривошипно-повзунний механізм із загальним кривошипом  $AB$ , обертальний рух якого перетворюється в поступальний рух повзунів  $D$  і  $C$ . Стиск повітря відбувається ступінчасто: при русі поршня 3 із крайнього нижнього  $C_n$  у крайнє верхнє  $C_0$  положення повітря стискається в циліндрі  $I$  ступеня до тиску  $p_{max}^I$ , після чого виштовхується в циліндр  $II$  ступеня. При русі поршня 5 із крайнього нижнього  $D_n$  у крайнє верхнє  $D_0$  положення повітря стискається в циліндрі  $II$  ступеня від  $p_{max}^I$  до  $p_{max}^{II}$ . Одночасно поршень 3  $I$  ступеня, переміщується з верхнього  $C_0$  в

нижнє  $C_n$  положення і всмоктує повітря з атмосфери. Робочий цикл відбувається за один оберт кривошипа. Процес стисання повітря в кожному ступені відображається відповідними індикаторними діаграмами (рис. Ж.19, г).

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому поршень 3 займає крайнє верхнє положення.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови  $AS_2 = 0,5 \cdot AC$ ,  $BS_4 = 0,5 \cdot BD$ .

Кулачковий механізм використовується для управління роботою клапанів. Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 20**

**(рисунок Ж.20; таблиця Ж.20)**

#### **Проектування і дослідження механізму двоступінчастого повітряного компресора**

Галузь застосування і його будова описані в завданні №19. Принципова відмінність даного механізму від попереднього полягає в тім, що він складається з двох однакових кривошипно-повзуних механізмів зі спільним одинарним кривошипом, а поршні переміщуються в вертикальній та горизонтальній площинах. Робочий хід відбувається за один оберт кривошипа.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому поршень 3 займає крайнє ліве положення.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови  $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ ,  $AS_4 = 0,5 \cdot AC$ .

Кулачковий механізм використовується для управління роботою клапанів.

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

### **ЗАВДАННЯ № 21**

**(рисунок Ж.21; таблиця Ж.21)**

#### **Проектування і дослідження механізмів компресора**

Двоступінчастий компресор призначається для отримання стисненого повітря, яке використовується у пневмопристроях. Компресор приводиться в рух від електродвигуна через планетарний механізм, пару зубчастих коліс  $z_1z_2$  та кривошипно-повзуний механізм.

За початок відрахунку у всіх наступних побудовах і розрахунках необхідно прийняти положення механізму, при якому поршень 3 знаходиться у крайньому лівому положенні.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови  $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ ,  $AS_4 = 0,5 \cdot AC$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

## ЗАВДАННЯ № 22

(рисунок Ж.22; таблиця Ж.22)

### Проектування і дослідження механізмів компресора

Галузь застосування, його будова описані в завданні №21. Принципова відмінність даного механізму від попереднього полягає в тім, що він складається з двох однакових кривошипно-повзуних механізмів, кривошипи яких розміщені на загальному валу і зміщені один відносно одного на  $180^\circ$ , а шатуни і поршні переміщуються в паралельних площинах. Робочий хід відбувається за один оберт кривошипа.

За початок відрахунку у всіх наступних побудовах і розрахунках необхідно прийняти положення механізму, при якому поршень 3 знаходиться у крайньому лівому положенні.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови  $AS_2 = 0,5 \cdot AC$ ,  $BS_4 = 0,5 \cdot BD$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

## ЗАВДАННЯ № 23

(рисунок Ж.23; таблиця Ж.23)

### Проектування і дослідження механізмів насоса двосторонньої дії

На рисунку Ж.23 зображена схема насоса двосторонньої дії, особливістю якого є те, що він позбавлений найбільш суттєвого недоліку насоса односторонньої дії – припинення подачі в період всмоктування. Подача рідини відбувається при русі плунжера в обох напрямках.

Привод насоса здійснюється від електродвигуна через пару зубчастих коліс  $z_1$  і  $z_2$  та планетарний редуктор. Водило планетарного редуктора жорстко з'єднано з валом кривошипа 1, рух від якого передається на шатун 2. Шестиланковий механізм  $OABCDE$  є основним механізмом насоса. Робочий процес в циліндрі насоса, тобто одночасне всмоктування і нагнітання рідини, здійснюється протягом подвійного ходу плунжера 5, що відповідає одному повному обертку кривошипа 1.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому плунжер 5 займає крайнє нижнє положення.

Положення центрів мас ланок 1, 2, 3, 4 прийняти на їх середині.

Фазові кути профілю кулачка при синтезі кулачкового механізму прийняти :

$$\varphi_B = (0,54 - 0,02n)\varphi_P; \varphi_{ВП} = 0,1\varphi_P; \varphi_H = (0,36 + 0,02n)\varphi_P,$$

де  $\varphi_P$  – кут робочого профілю кулачка (задається в завданнях на проект для кожного варіанта);  $\varphi_B$ ,  $\varphi_{ВП}$ ,  $\varphi_H$  – фазові кути віддалення, верхньої паузи, наближення відповідно;  $n$  – номер варіанта завдання ( $n=1; 2; \dots, 8$ ).

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

## ЗАВДАННЯ № 24

(рисунок Ж.24; таблиця Ж.24)

### Проектування і дослідження механізмів двоступінчатого двоциліндрового повітряного компресора

Двоступінчастий двоциліндровий компресор призначений для стискування повітря. Його основний важільний механізм (рис. Ж.24, б) приводиться в рух від двигуна через планетарний механізм і пару зубчастих коліс  $z_4, z_5$ .

Шестиланковий механізм  $OABCD$  є основним механізмом компресора. Робочий процес здійснюється в циліндрах поршнів 3 і 5. Характер зміни тиску в циліндрах  $I$  і  $II$  ступенів залежно від переміщення поршнів зображено на індикаторних діаграмах.

За початок відрахунку необхідно прийняти те положення кривошипа, при якому поршень 3 займає крайнє верхнє положення.

Положення центрів шатунів слід обчислити з умови:

$$\frac{AS_2}{AB} = \frac{CS_4}{CD} = 0,4.$$

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

## ЗАВДАННЯ № 25

(рисунок Ж.25; таблиця Ж.25)

### Проектування і дослідження механізмів трактора

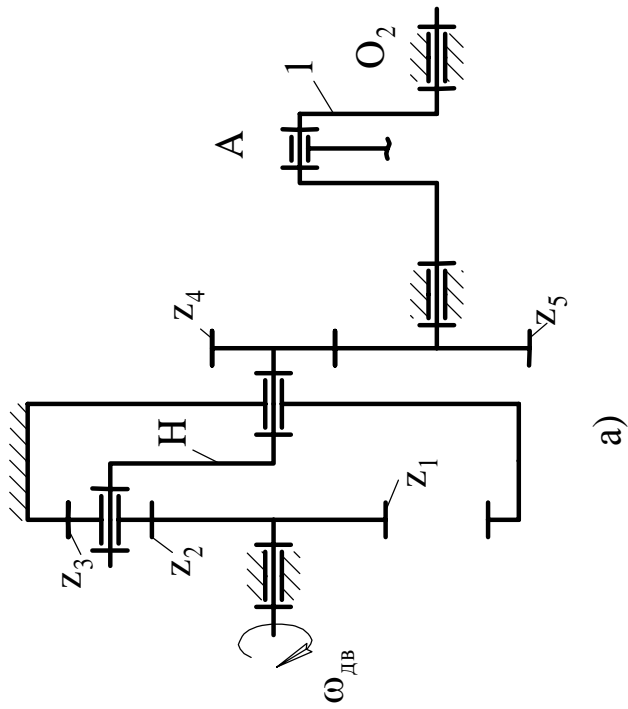
ДВЗ трактора – чотиритактний, двоциліндровий з вертикальним розташуванням циліндрів (рис. Ж.25, б). Основний механізм двигуна складається з двох однакових кривошипно-повзунних механізмів, кривошипи яких розмішені на загальному валу, і зміщені один відносно одного на  $180^\circ$ , а шатуни 2, 4 і поршні 3, 5 переміщуються в паралельних площинах. Робочий цикл чотиритактного двигуна здійснюється за два оберти колінчастого вала.

За початок відрахунку у всіх наступних побудовах і розрахунках необхідно прийняти положення механізму, коли поршень 3 знаходиться у нижній мертвій точці.

Положення центрів мас шатунів 2 і 4 обчислити з умови  $AS_2 = 0,5 \cdot AB$ ,  $CS_4 = 0,5 \cdot CD$ .

Закон руху кулачкового механізму для кожного варіанта заданий в таблиці Д.1 (див. додаток Д).

# Завдання 1



- а – привод конвеєра;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм

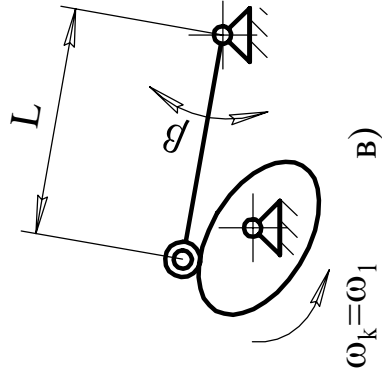
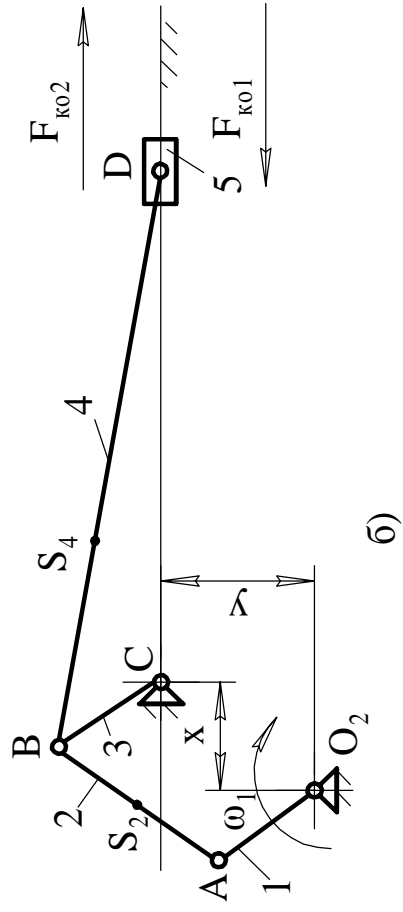
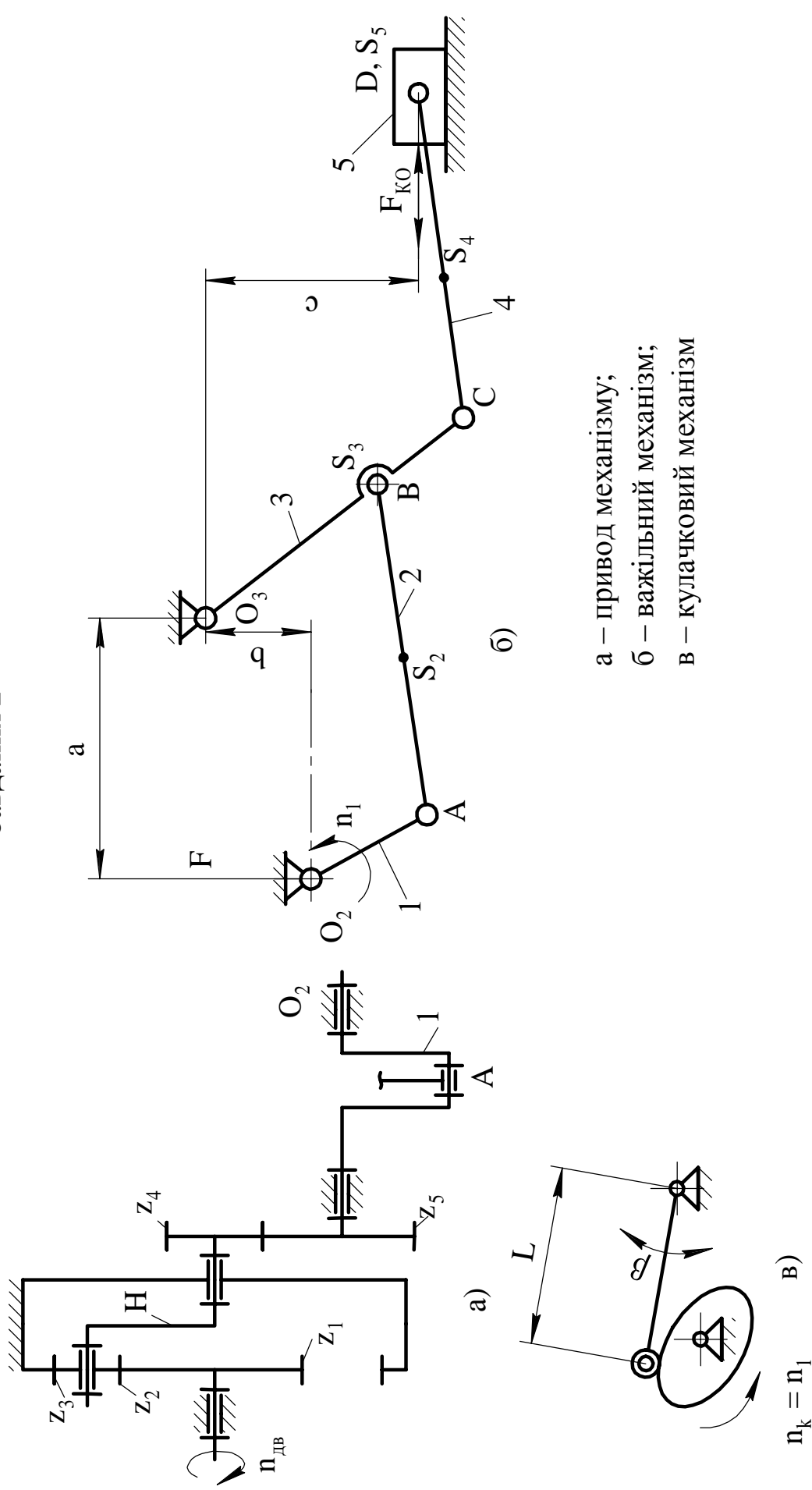


Рисунок Ж.1 – Механізми хитного конвеєра

**Таблиця Ж.1 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів хитного конвєєра**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вимір.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Число зубців коліс	$Z_4$	-	9	10	9	11	10	12	10	12
	$Z_5$	-	25	30	29	33	28	36	20	36
Модуль коліс $Z_4$ і $Z_5$	$m$	мм	3	3,5	4	4	3	3	3,5	4
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	104	147	167	16	210	216	136	157
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$		6,7	7,7	8,7	9,7	10,7	5,7	6,5	7,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$I_{оА}$	м	0,12	0,10	0,14	0,09	0,10	0,12	0,10	0,14
	$I_{АВ}$	м	0,40	0,45	0,28	0,38	0,46	0,46	0,38	0,28
	$I_{ВС}$	м	0,33	0,40	0,35	0,30	0,33	0,39	0,32	0,35
	$x$	м	0,33	0,35	0,32	0,30	0,34	0,33	0,29	0,32
	$y$	м	0,06	0,05	0,04	0,06	0,06	0,06	0,05	0,04
	$m_2$	кг	20,0	18,0	16,0	17,0	20,0	18,0	18,0	18,0
Маса ланок	$m_3$	кг	20,0	20,0	20,0	21,0	20,0	20,0	20,0	20,0
	$m_4$	кг	100	90	80	90	90	100	80	100
	$m_5$	кг	500	450	400	450	500	500	450	400
	$m_M$	кг	900	900	800	920	900	900	950	800
	$J_{O1} = J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	1,00	1,10	1,00	1,20	1,00	1,10	1,20	1,00
	$J_{S2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,50	0,60	0,40	0,50	0,50	0,60	0,60	0,60
Моменти інерції ланок	$J_{S4}$	кг·м <sup>2</sup>	40,0	42,00	35,00	40,00	38,00	42,00	45,00	35,00
	$F_{КО1}$	кН	1,50	1,40	1,20	1,50	1,40	1,40	1,60	1,20
Сила корисного опору	$F_{КО2}$	кН	4,00	3,80	3,50	4,00	3,80	3,80	4,50	3,50
	$\delta$	-	0,07	0,06	0,08	0,07	0,06	0,07	0,06	0,08
Коефіцієнт нерівномірності руху	$\beta$	град	20	22	24	25	22	24	25	20
Кутувий хід коромисла	$L$	мм	120	110	100	100	110	120	100	120
	$v$	град	40	35	45	35	40	30	35	30
Фазові кути	$\varphi_B = \varphi_H$	град	85	60	70	60	80	70	85	65
	$\varphi_{дв}$	град	0	40	30	30	10	40	0	50
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 2



- а – привод механізму;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм

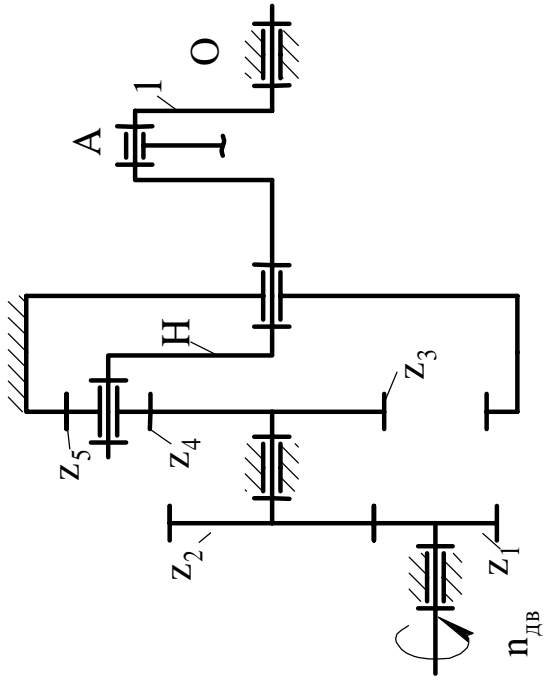
Рисунок Ж.2 – Механізми хитного конвеєра



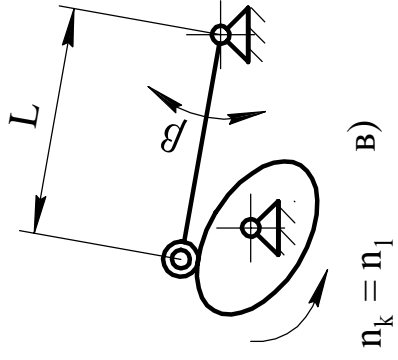
**Таблиця Ж.2 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів хитного конвеєра**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	об/хв	640	610	530	600	550	600	680	700
Число зубців коліс	$Z_4$	-	17	18	19	20	21	22	23	24
	$Z_5$	-	50	48	52	56	45	48	54	60
Модуль коліс $Z_4$ і $Z_5$	$m$	мм	4,0	4,5	5,0	6,0	5,5	6,0	7,0	8,0
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$	-	3	4,5	5	3,5	4	5	5,5	2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор та довжини ланок	$a$	мм	160	165	170	175	180	185	190	195
	$b$	мм	90	95	100	105	110	115	120	125
	$c$	мм	170	170	165	160	150	140	130	120
	$l_{O_2A}$	мм	50	55	60	65	70	75	80	85
	$l_{AB}$	мм	180	190	200	210	220	230	240	250
	$l_{O_3B}$	мм	110	115	120	125	130	135	140	145
	$l_{O_3C}$	мм	190	200	210	220	230	240	250	260
Густина матеріалу ланок	$l_{CD}$	мм	1000	1050	1100	1150	1200	1225	1250	1275
Маса переміщувального грузу	$q$	кг/мм	0,015	0,014	0,013	0,012	0,011	0,01	0,011	0,012
Маса візка	$m_{гр}$	кг	800	850	900	950	800	850	900	800
Сила опору	$F_{рх}$	кН	3,5	3,8	4,0	4,5	3,5	3,8	4,0	4,5
	$F_{xx}$	кН	1,5	1,4	1,2	1,5	1,4	1,5	1,6	1,4
Моменти інерції ланок	$\delta$	-	0,012	0,013	0,011	0,01	0,01	0,011	0,012	0,011
	$J_{O_1} = J_{S_3}$	кг·м <sup>2</sup>	1,0	1,1	1,2	1,4	1,0	1,1	1,2	1,4
	$J_{S_2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5	0,6	0,4	0,5
Довжина коромисла	$J_{S_4}$	кг·м <sup>2</sup>	6,0	6,5	8,0	10,0	12,0	6,0	8,0	7,0
	$L$	мм	50	52	60	68	72	80	90	98
Кутовий хід коромисла	$\beta$	град	14	15	16	17	18	19	20	19
	$\varphi_B$	град	110	120	120	90	100	130	140	125
Фазові кути	$\varphi_H$	град	30	45	50	40	40	30	50	60
	$\varphi_{вв}$	град	110	120	100	90	90	130	125	125
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

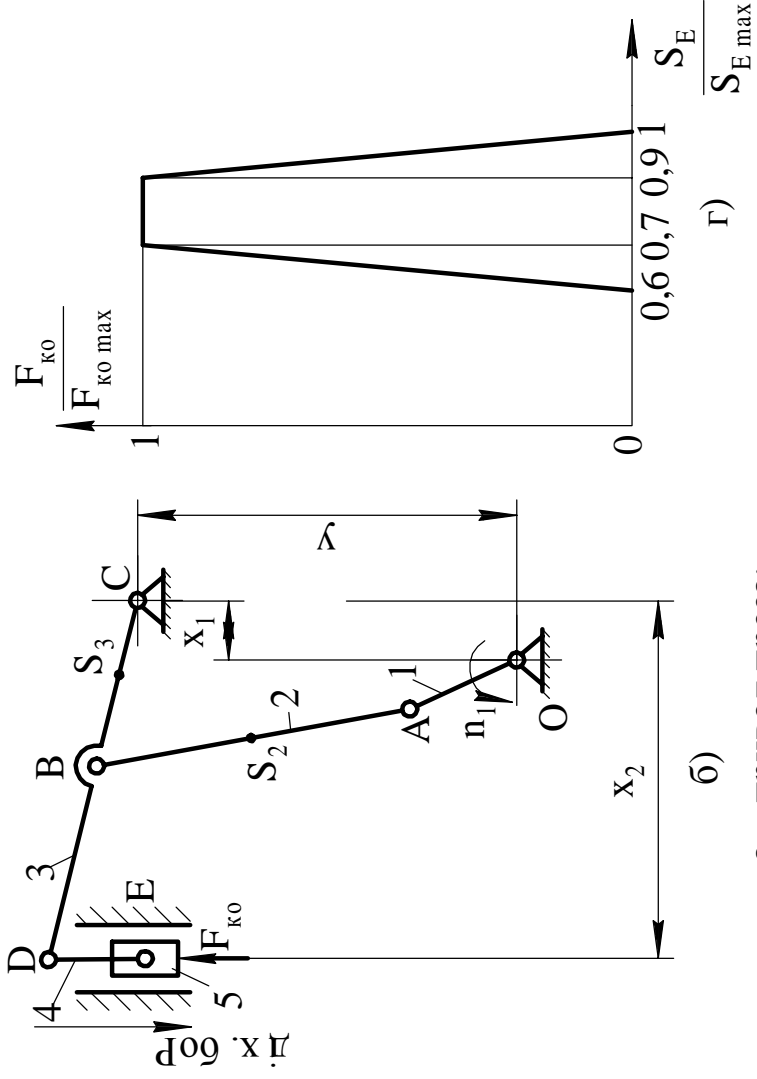
Завдання 3



а)



б)



б)

а – привод преса;

б – важільний механізм;

в – кулачковий механізм;

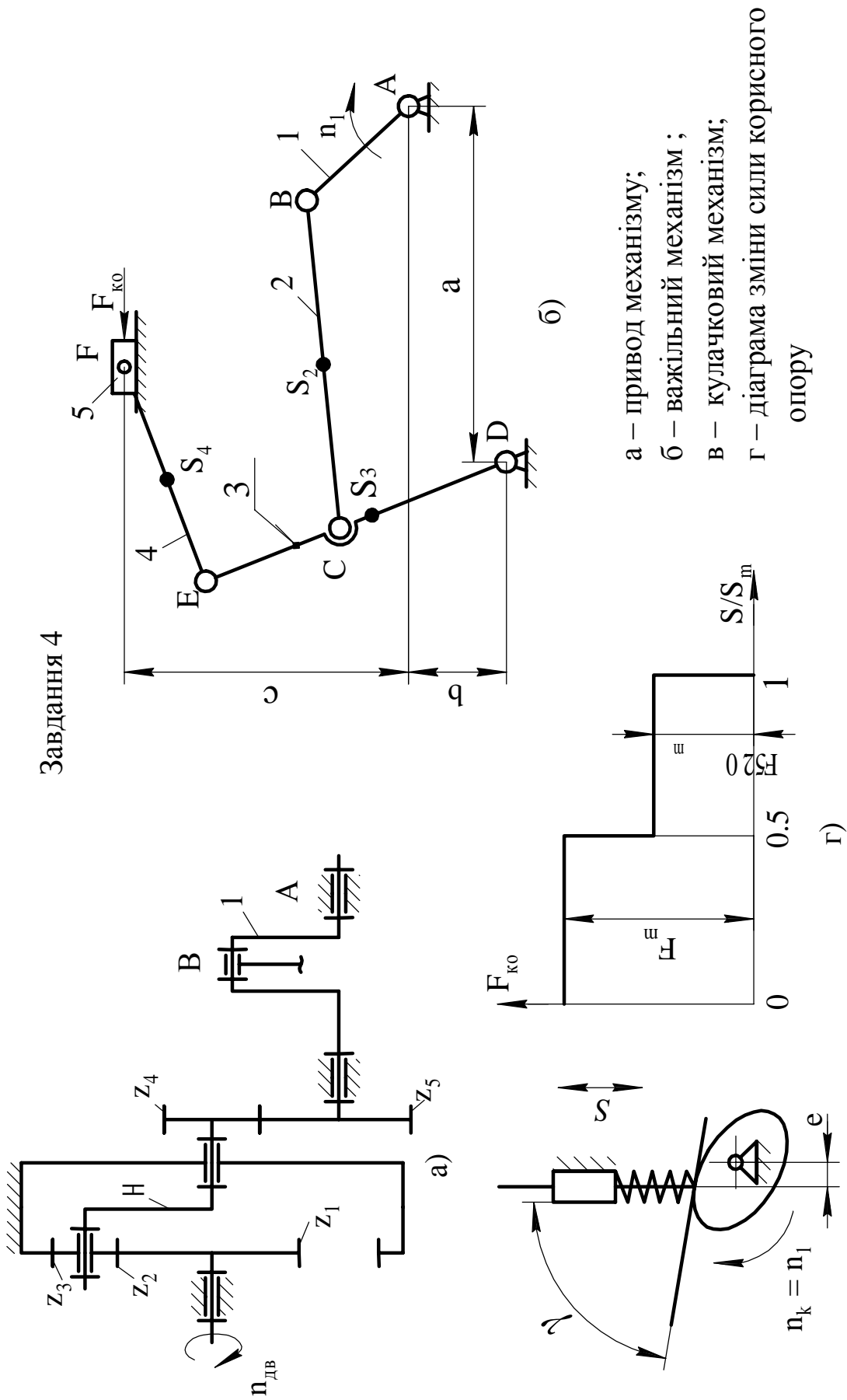
г – діаграма сил корисного опору

Рисунок Ж.3 – Механізми витяжного преса

**Таблиця Ж.3 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів витяжного преса**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів								
			1	2	3	4	5	6	7	8	
Число зубців коліс	$z_1$	-	12	14	15	12	14	14	12	14	15
	$z_2$	-	18	24	21	20	21	19	25	20	20
Модуль коліс $z_1$ і $z_2$	$m$	мм	5	6	5	6	8	5	6	8	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	940	960	960	960	1440	1440	1440	1440	1440
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{зН}$	-	6	5	6,5	7	7,5	8	7	6,5	6,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1	1
Координати опор	$L_{OA}$	м	0,1	0,09	0,09	0,09	0,08	0,1	0,07	0,1	0,1
	$L_{AB} = 2L_{AS2}$	м	0,32	0,38	0,29	0,40	0,26	0,45	0,23	0,43	0,43
	$L_{BC}$	м	0,3	0,26	0,27	0,28	0,24	0,30	0,21	0,29	0,29
	$L_{CD} = 2L_{CS3}$	м	0,42	0,37	0,38	0,39	0,34	0,44	0,30	0,42	0,42
	$L_{DE}$	м	0,11	0,09	0,10	0,10	0,09	0,11	0,08	0,10	0,10
	$x_1$	м	0,16	0,13	0,14	0,14	0,13	0,15	0,11	0,15	0,15
	$x_2$	м	0,41	0,35	0,37	0,37	0,33	0,41	0,29	0,39	0,39
	$y$	м	0,29	0,37	0,26	0,39	0,29	0,44	0,20	0,42	0,42
	$m_2$	кг	9	11	8	12	8	13	7	13	13
	$m_3$	кг	12	10	11	10	10	14	9	12	12
Моменти інерції ланок	$m_5$	кг	30	32	35	37	40	42	35	40	40
	$J_{S1}$	кг·м <sup>2</sup>	2,0	2,4	2,3	2,5	2,2	2,0	2,2	2,2	2,2
	$J_{S2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,1	0,16	0,08	0,20	0,06	0,26	0,05	0,24	0,24
	$J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,20	0,14	0,16	0,16	0,12	0,28	0,09	0,21	0,21
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,1	0,11	0,11	0,12	0,10	0,10	0,11	0,14	0,14
Сила корисного опору	$F_{ко\ max}$	кН	36	40	38	42	40	37	32	39	39
Коефіцієнт нерівномірності руху	$\delta$		1/6	1/7	1/8	1/7	1/6	1/5	1/6	1/7	1/7
Довжина коромисла	$L$	м	0,16	0,17	0,18	0,14	0,16	0,17	0,18	0,19	0,19
Кутівий хід коромисла	$\beta$	град	25	22	20	25	27	18	20	22	22
Фазові кути	$\varphi_B = \varphi_H$	град	60	65	65	55	60	65	65	55	55
	$\varphi_{дв}$	град	10	12	14	15	8	10	11	14	14
Кут тиску	$\nu$	град	40	45	45	40	40	45	40	45	45
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8	8

Завдання 4



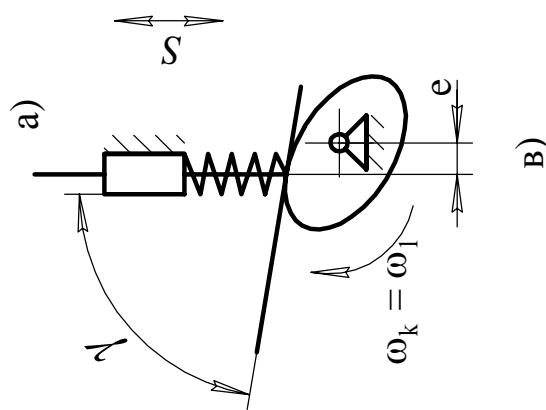
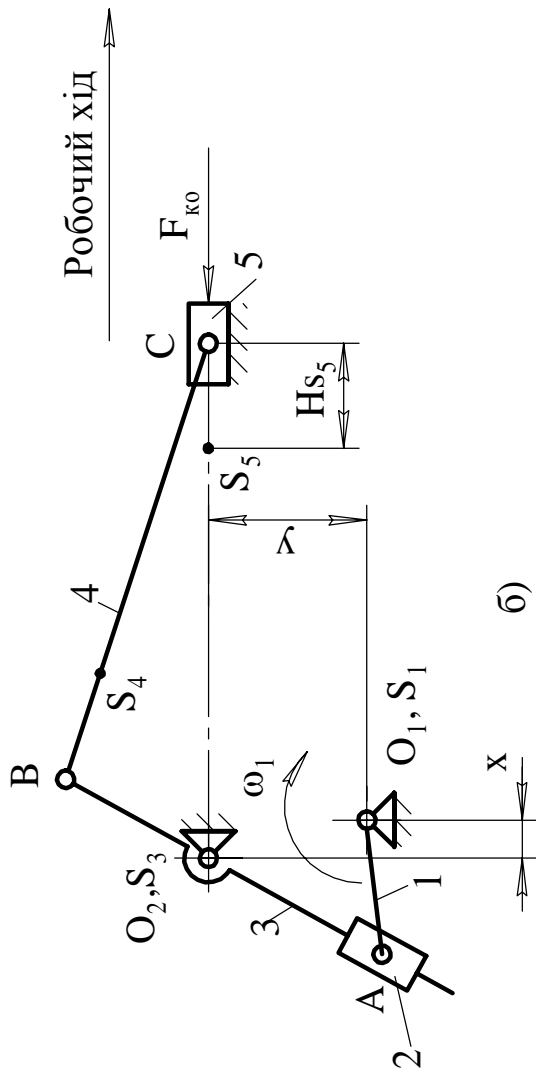
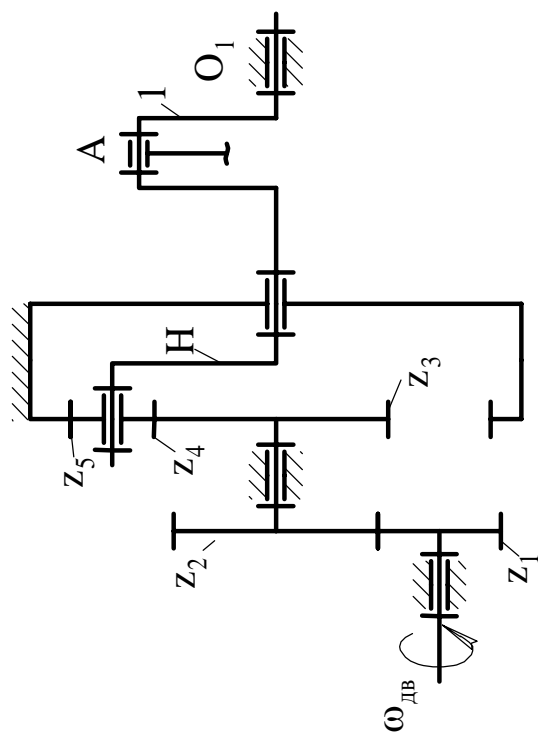
а – привод механізму;  
 б – важільний механізм;  
 в – кулачковий механізм;  
 г – діаграма зміни сили корисного опору

Рисунок Ж.4 – Механізми подачі заготовок

**Таблиця Ж.4 – Вихідні дані для проектування і дослідження механізмів подачі заготовок**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Число зубців коліс	$Z_4$	-	16	17	18	14	16	13	14	12
	$Z_5$	-	33	31	32	33	34	35	34	33
Модуль коліс $Z_4$ і $Z_5$	$m$	мм	6	5	6	5	6	5	6	5
Частота обертання кривошипа і кулачка	$n_1$	об/хв	120	110	115	120	125	130	125	120
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$	-	3.8	4.0	4.4	4.8	5.2	5.6	5.2	4.8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Довжини ланок	$l_{AB}$	м	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16
	$l_{BC}$	м	0.95	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4
	$l_{DE}$	м	0.60	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85
	$l_{DC}$	м	0.42	0.40	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.70
	$l_{EF}$	м	0.25	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32
	$c$	м	0.46	0.40	0.44	0.48	0.52	0.56	0.60	0.64
Відстань між осями опор	$b$	м	0.23	0.20	0.22	0.24	0.26	0.28	0.30	0.32
	$a$	м	0.95	0.8	0.9	1.0	1.1	1.1	1.1	1.2
	$G_2$	Н	330	350	340	330	320	310	300	290
Вага ланок	$G_3$	Н	410	400	390	380	370	360	350	340
	$G_4$	Н	90	100	95	90	85	80	90	85
Сила опору	$G_5$	Н	920	950	930	910	860	870	880	780
	$F_{ко}$	Н	4000	4200	4100	4000	4100	4200	4300	4400
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta$	-	1/30	1/35	1/40	1/32	1/42	1/38	1/36	1/35
Хід штовхача	$h$	мм	15	20	18	16	14	12	18	20
Кут робочого профілю	$\varphi_p$	град	165	160	170	180	190	200	195	175
Кут передачі руху	$\gamma$	град	75	80	85	90	85	75	80	70
Закон руху	$N$	-	2	3	5	6	7	9	2	3

Завдання 5



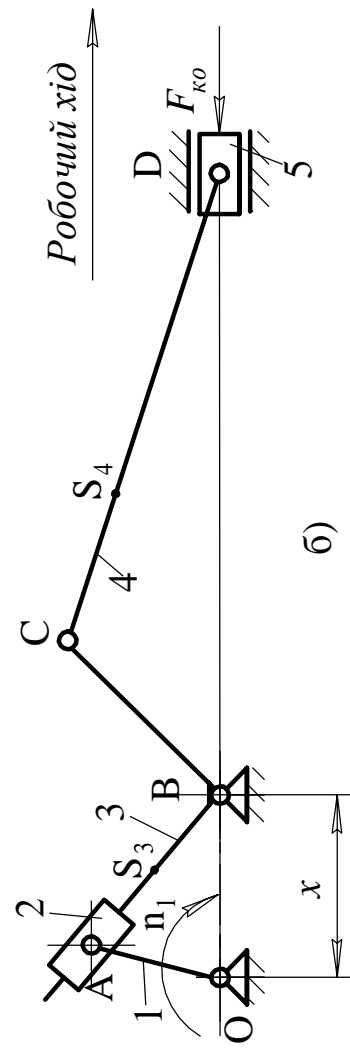
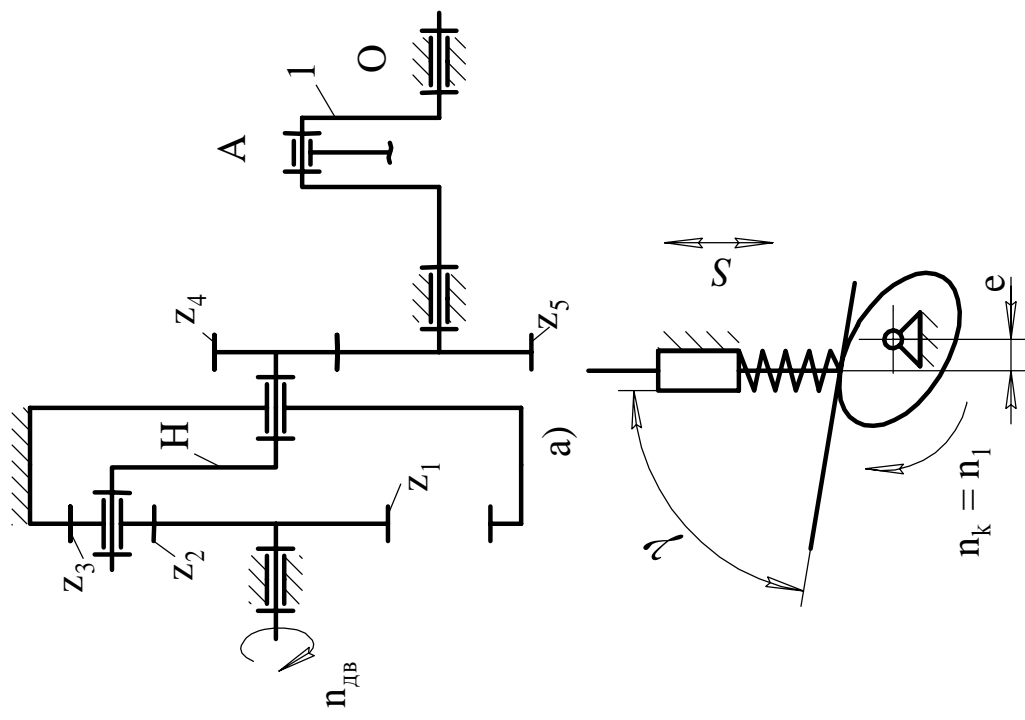
- а — привод формувальної машини;
- б — важільний механізм;
- в — кулачковий механізм;
- г — діаграма сил корисного опору

Рисунок Ж.5 – Механізми формувальної машини

**Таблиця Ж.5 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів формувальної машини**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	105	110	115	120	125	130	135	145
	$Z_4$	-	13	10	13	14	12	13	12	10
	$Z_5$	-	36	30	26	33	24	39	26	25
Модуль коліс передачі	$m$	мм	6	5	4	5	6	6	7	4
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{пн}$	-	4,6	5,6	6,6	7,6	8,6	9,6	10,6	3,8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$x$	м	0,07	0,09	0,10	0,07	0,08	0,00	0,05	0,04
	$y$	м	0,07	0,08	0,09	0,07	0,07	0,12	0,14	0,10
	$l_{o1A}$	м	0,15	0,18	0,20	0,14	0,16	0,25	0,30	0,20
Довжини ланок	$l_{o2B}$	м	0,22	0,25	0,28	0,20	0,23	0,40	0,48	0,32
	$l_{BC}$	м	0,60	0,75	0,80	0,55	0,65	1,00	1,20	0,80
	$m_3$	кг	5,00	5,20	6,00	4,50	4,70	4,00	3,80	3,90
Маса ланок	$m_4$	кг	12,00	13,00	15,00	11,00	12,00	11,00	10,00	10,00
	$m_5$	кг	25,00	26,00	30,00	22,00	24,00	20,00	19,00	21,00
	$J_{S1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,25	0,30	0,28	0,20	0,23	0,20	0,18	0,20
Моменти інерції ланок	$J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,31	0,28	0,32	0,30	0,32	0,33	0,29	0,31
	$J_{S4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,60	0,50	0,62	0,60	0,63	0,64	0,51	0,50
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,06	0,06	0,06
Сила опору	$F_{ко}$	Н	600,00	700,00	750,00	580,00	680,00	400,00	450,00	500,00
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta$	-	0,05	0,06	0,06	0,05	0,05	0,06	0,06	0,05
Хід штовхача	$S_{max}$	мм	15	20	25	30	10	12	18	26
	$\phi_B = \phi_H$	град	80	90	100	110	120	130	140	85
Фазові кути	$\phi_{ав}$	град	20	15	10	5	0	0	0	20
Кут передачі	$\gamma$	мм	90	85	75	80	75	85	90	90
Ексцентриситет	$e$	мм	5	7	8	10	12	0	0	0
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 6



- а – привод механізму грохота;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм

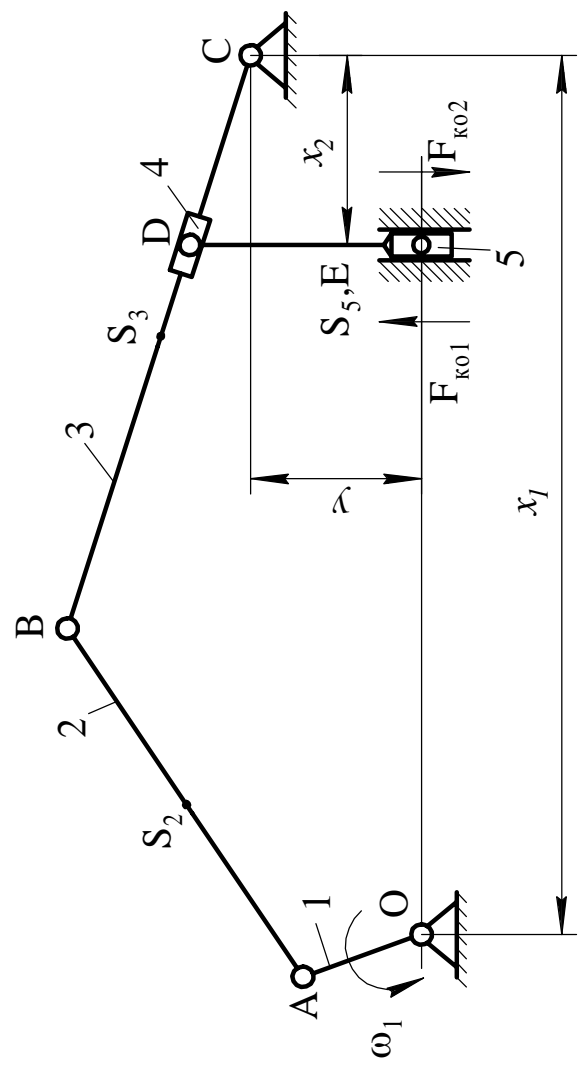
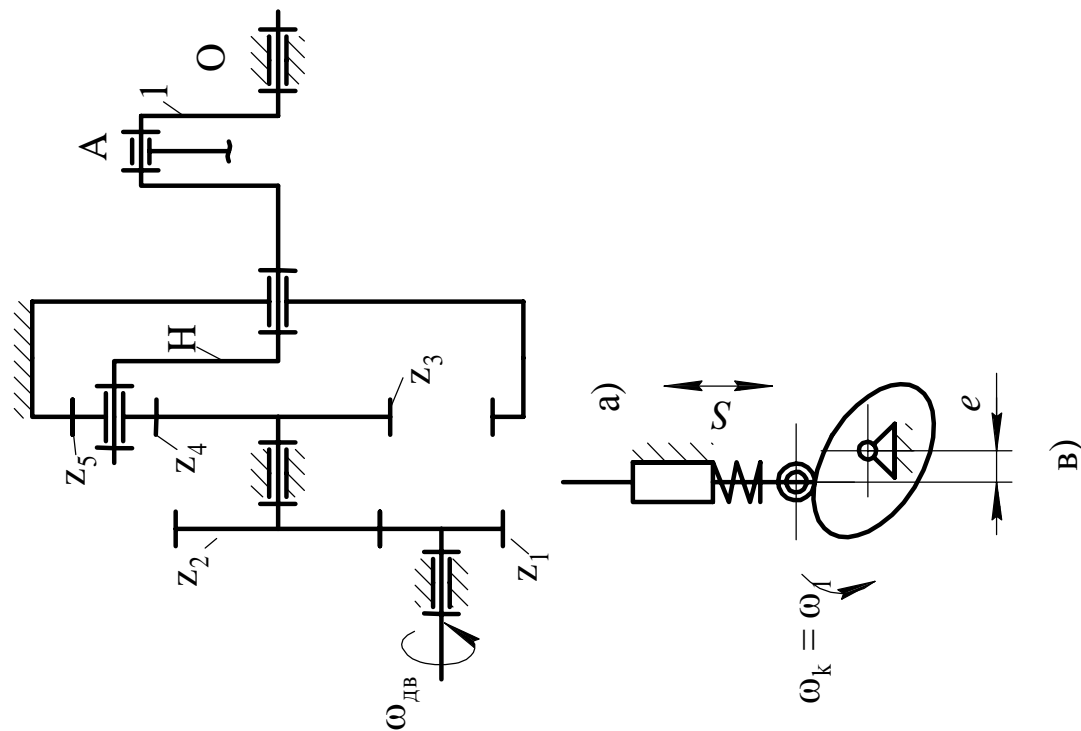
в) Рисунок Ж.6 – Механізми грохота



**Таблиця Ж.6 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів грохота**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1000	950	900	950	1050	1100	1150	1200
Число зубців коліс	$Z_4$	-	12	13	14	12	13	14	12	13
	$Z_5$	-	28	36	38	29	26	33	34	31
Модуль коліс передачі	$m$	мм	3,5	3,0	3,0	4,0	4,5	3,5	4,0	3,5
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{пн}$	-	8,5	6,6	7,6	7,5	5,8	4,8	8,7	6,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$I_{OA}$	м	0,30	0,25	0,20	0,35	0,40	0,20	0,25	0,28
	$I_{BC}$	м	0,24	0,20	0,16	0,28	0,32	0,15	0,18	0,20
	$I_{CD}$	м	1,05	0,90	0,70	1,25	1,40	0,80	1,00	1,15
	$x$	м	0,09	0,08	0,06	0,11	0,12	0,10	0,15	0,08
	$m_3$	кг	10,00	8,00	6,00	10,00	12,00	11,00	7,00	9,00
Маса ланок	$m_4$	кг	15,00	16,0	14,00	18,00	20,00	14,00	16,00	20,00
	$m_5$	кг	200,00	250,0	180,00	300,00	350,00	180,0	250,00	220,00
	$J_{O1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,52	0,50	0,50	0,55	0,60	0,50	0,55	0,60
Моменти інерції ланок	$J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	1,60	1,40	1,00	1,80	2,00	1,20	1,30	1,40
	$J_{S4}$	кг·м <sup>2</sup>	3,50	3,00	2,80	4,00	4,50	2,80	3,00	4,0
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,15	0,25	0,15	0,15	0,20	0,20	0,20	0,25
	$F_{кo}$	кН	40	50	35	60	70	35	50	55
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta$	-	0,40	0,40	0,40	0,40	0,40	0,50	0,50	0,50
Хід штовхача	$S_{max}$	мм	8	10	7	8	9	7	8	9
Ексцентриситет	$e$	мм	3	0	6	5	0	0	6	5
Кут передачі руху	$\gamma$	град	70	75	82	90	90	85	70	75
Фазові кути	$\varphi_B = \varphi_H$	град	60	65	57	64	58	55	63	60
	$\varphi_{BВ}$	град	5	20	10	10	15	10	20	10
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 7



б)

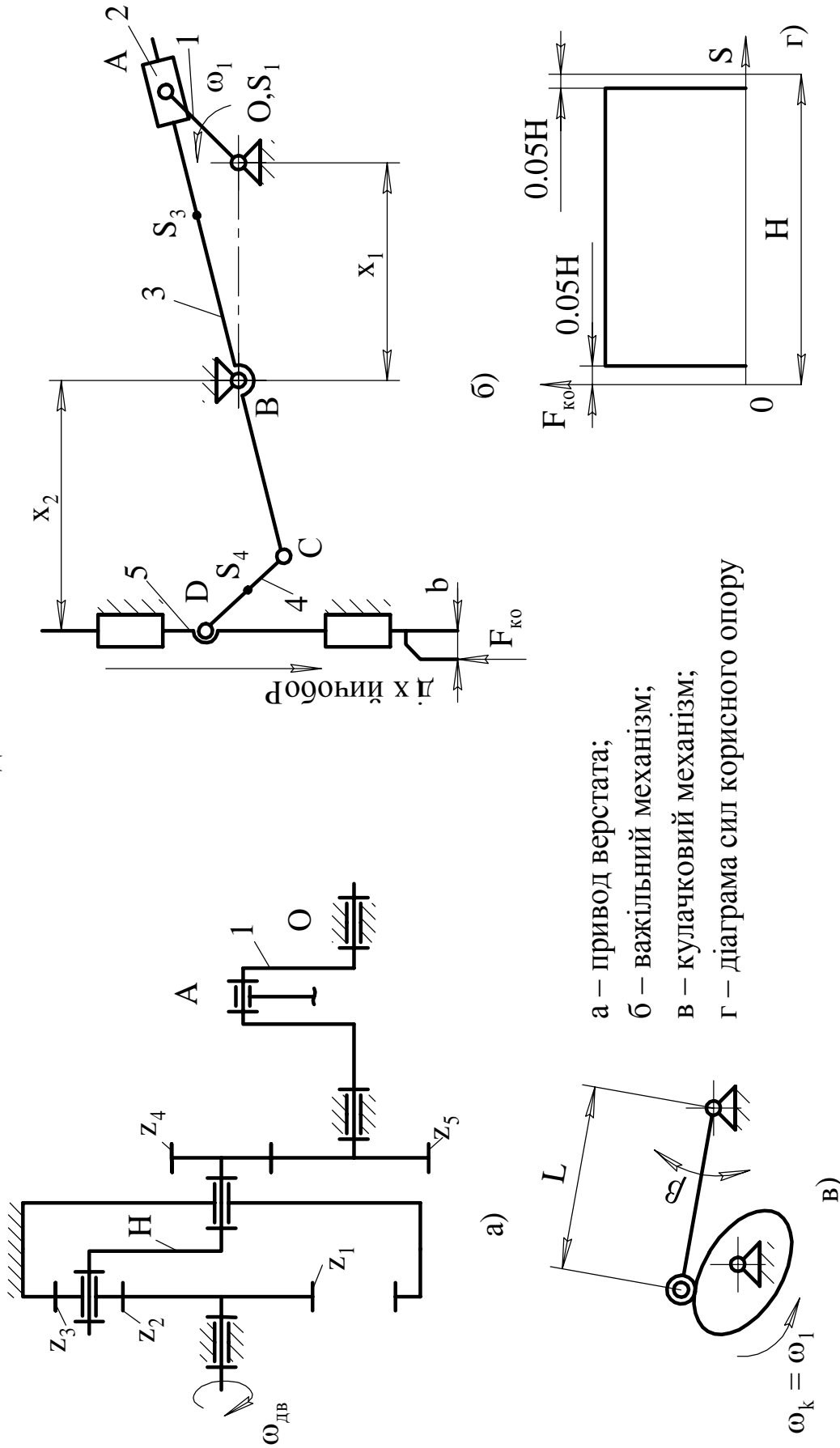
- а – привод верстага;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм

Рисунок Ж.7 – Механізми верстага холодної калібровки труб

**Таблиця Ж.7 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів верстата холодної калібровки труб**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{ДВ}$	рад/с	103	90	147	110	157	81	177	133
Число зубців коліс	$z_1$	-	14	13	12	15	12	13	14	15
	$z_2$	-	48	42	40	47	43	44	45	50
Модуль коліс передачі $z_1$ і $z_2$	$m$	мм	10	12	10	13	12	10	15	13
Передаюче відношення планетарного механізму	$U_{3н}$	-	5,0	4,0	5,5	5,0	4,5	4,0	5,5	5,0
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$I_{OA}$	м	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19	0,20	0,21	0,18
	$I_{AB}$	м	0,30	0,33	0,34	0,38	0,39	0,40	0,40	0,37
	$I_{BC}$	м	0,75	0,78	0,80	0,82	0,90	0,95	1,0	0,92
	$x_1$	м	0,70	0,73	0,74	0,80	0,85	0,88	0,92	0,85
	$x_2$	м	0,28	0,30	0,30	0,35	0,35	0,36	0,40	0,37
	$y$	м	0,17	0,20	0,20	0,21	0,21	0,23	0,24	0,22
	$m_2$	кг	15	18	20	22	25	23	19	21
	$m_3$	кг	80	90	85	95	100	105	110	120
Маси ланок	$m_5$	кг	800	900	1000	1100	1200	1300	1250	1400
	$J_{S2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,12	0,11	0,13	0,14	0,14	0,13	0,14	0,15
Моменти інерції ланок	$J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,25	0,25	0,30	0,35	0,33	0,32	0,36	0,38
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,05	0,05	0,06	0,06	0,04	0,06	0,07	0,08
Сила корисного опору	$F_{к01}$	кН	12	11	13	16	14	17	15	20
	$F_{к02}$	Н	900	950	975	1000	1050	1100	1120	1300
Коеф. нерівномірності руху	$\delta$	-	0,07	0,04	0,05	0,06	0,06	0,05	0,05	0,06
	$S_{max}$	мм	50	55	70	75	80	65	60	70
Хід штоухача	$\phi_B$	град	60	70	80	90	100	90	85	75
	$\phi_{вв}$	град	10	15	10	15	20	10	20	15
Фазові кути	$\phi_H$	град	120	130	140	90	120	110	80	150
	$\nu$	град	25	30	30	25	30	30	25	27
Кут тиску	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8
	Закон руху									

Завдання 8



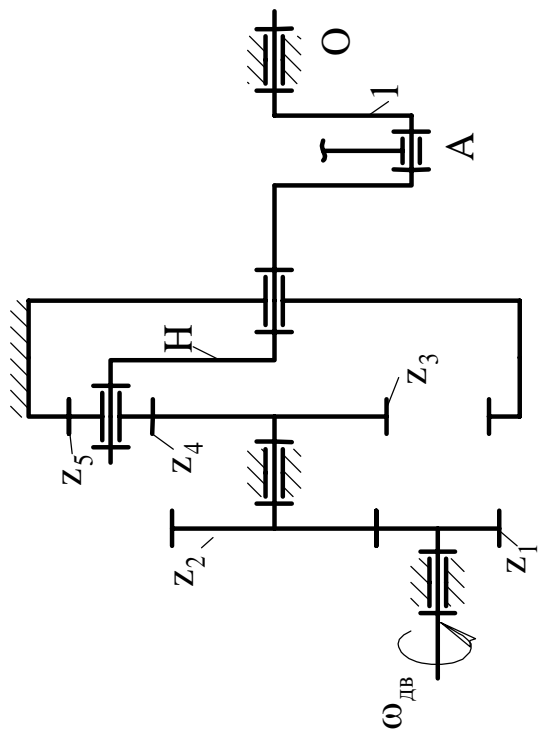
- а – привод верстата;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм;
- г – діаграма сил корисного опору

Рисунок Ж.8 – Механізми довального верстаті

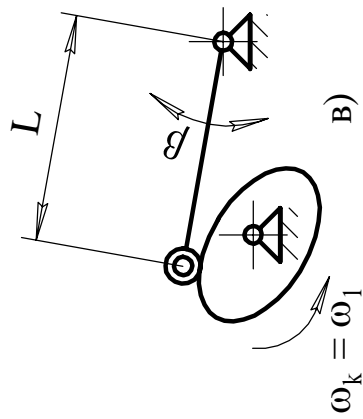
**Таблиця Ж.8 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів довбального верстага**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	157	168	225	168	270	252	250	238
Число зубців коліс	$z_5$	–	14	13	12	15	11	14	12	14
	$z_4$	–	22	26	18	28	22	28	15	26
Модуль коліс передачі $z_4$ та $z_5$	$m$	мм	5	4	8	8	4	8	8	4
Передагочне відношення планетарного механізму	$U_{1H}$	–	10	7	10	6	9	7	10	8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$x_1 = 2x_2$	м	0,15	0,19	0,19	0,21	0,10	0,13	0,20	0,15
	$y_1 = 1.3y_2$	м	0,16	0,20	0,22	0,18	0,12	0,14	0,18	0,16
Довжини ланок	$b$	м	0,08	0,10	0,11	0,09	0,05	0,07	0,09	0,08
	$l_{OA}$	м	0,10	0,12	0,13	0,15	0,11	0,09	0,17	0,11
Маса ланок	$l_{BC}$	м	0,10	0,12	0,10	0,11	0,10	0,09	0,10	0,11
	$l_{CD}$	м	0,06	0,06	0,06	0,06	0,06	0,05	0,06	0,05
Моменти інерції ланок	$m_3$	кг	22	25	20	18	17	18	25	20
	$m_4$	кг	4,5	5	4	4	3,5	4	5	4
Сила опору	$m_5$	кг	45	45	40	40	35	40	45	40
	$J_{S1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,5	0,5	0,5	0,4	0,3	0,4	0,5	0,4
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,7	0,8	0,8	0,6	0,5	0,7	0,7	0,6
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,02	0,03	0,02	0,01	0,02	0,01	0,04	0,02
Кутовий хід коромисла	$F_o$	кН	1,6	1,5	2	1,6	1,5	1,6	1,2	2
	$\delta$		0,04	0,03	0,03	0,03	0,03	0,04	0,04	0,03
Довжина коромисла	$\beta$	град	20	30	25	30	20	25	30	20
	$L$	мм	100	90	120	80	150	110	80	100
Фазові кути	$\nu$	град	40	40	45	30	30	35	35	30
	$\phi_B = \phi_H$	град	60	70	65	60	55	70	65	60
Закон руху	$\phi_{BB}$	град	0	0	10	10	5	0	0	10
	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

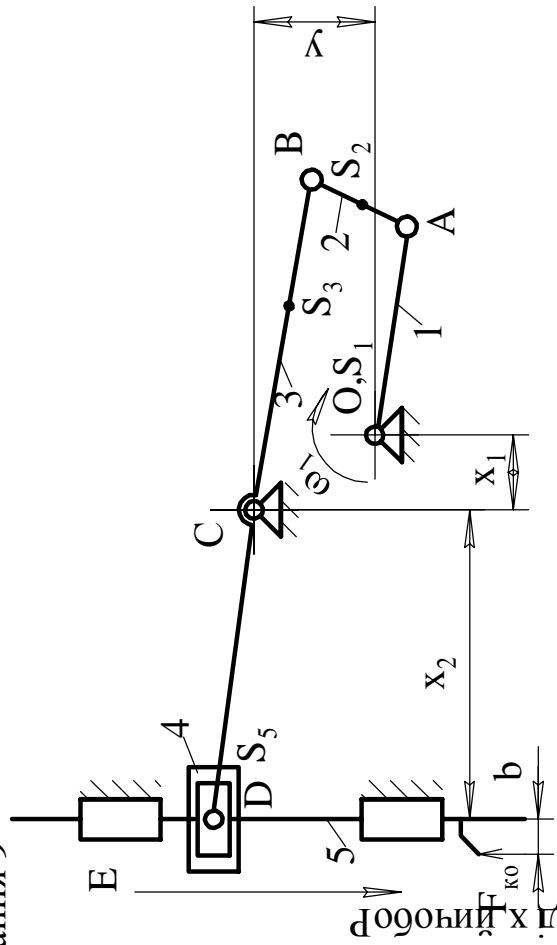
Завдання 9



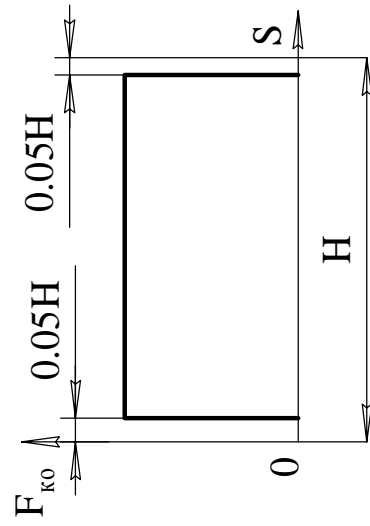
а)



б)



б)



г)

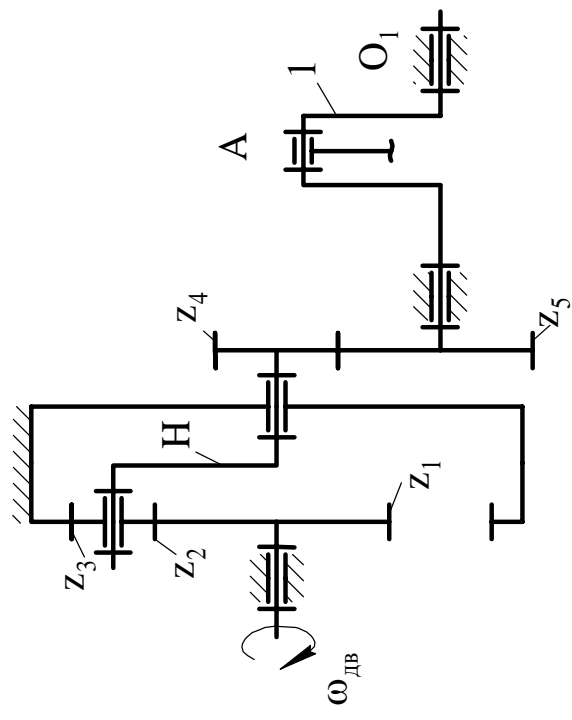
- а – привод верстата;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм;
- г – діаграма сил корисного опору.

Рисунок Ж.9 – Механізми зубодовбального верстата

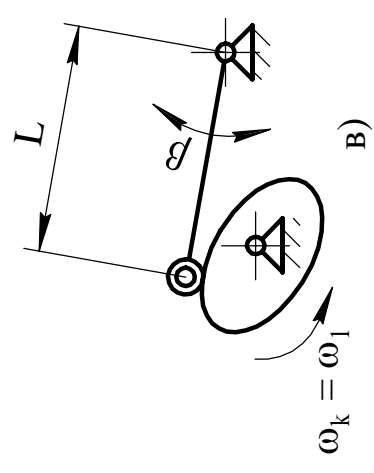
**Таблиця Ж.9 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів зубодовбального верстата**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8		
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	100	100	100	100	100	100	100	100	150	150
Число зубців коліс	$z_1$	-	12	12	10	10	13	9	14	11	12	12
	$z_2$	-	24	27	20	20	20	12	22	22	18	18
Модуль коліс передачі $z_1$ і $z_2$	$m$	мм	8	6	8	8	8	10	8	8	8	8
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{зпн}$	-	7,2	6,2	8,2	9,2	10,2	10,2	7,5	6,5	12,2	12,2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	3	4	5	1	1
Довжини ланок	$l_{оА}$	м	0,15	0,10	0,16	0,20	0,12	0,12	0,14	0,10	0,15	0,15
	$l_{АВ}$	м	0,65	0,43	0,68	0,87	0,52	0,52	0,61	0,43	0,65	0,65
	$l_{ВС}$	м	0,65	0,43	0,68	0,87	0,52	0,52	0,61	0,43	0,65	0,65
	$l_{СD}$	м	0,23	0,15	0,25	0,31	0,18	0,18	0,21	0,15	0,23	0,23
	$b$	м	0,05	0,07	0,08	0,06	0,09	0,04	0,04	0,10	0,05	0,05
Координати опор	$x_1$	м	0,75	0,50	0,80	1,00	0,60	0,60	0,70	0,50	0,75	0,75
	$x_2$	м	0,24	0,06	0,27	0,32	0,19	0,22	0,22	0,16	0,24	0,24
Маса ланок	$y$	м	0,60	0,40	0,64	0,80	0,48	0,48	0,56	0,40	0,60	0,60
	$m_2$	кг	5,00	4,00	5,10	6,00	4,00	4,00	4,20	4,00	5,00	5,00
	$m_3$	кг	6,00	5,00	6,20	7,00	5,00	5,30	5,30	5,00	6,00	6,00
	$m_5$	кг	24,00	18,00	25,00	25,00	18,00	23,00	23,00	18,00	24,00	24,00
	$J_{о1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,30	0,20	0,31	0,36	0,22	0,34	0,22	0,34	0,20	0,30
Моменти інерції ланок	$J_{S_2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,07	0,05	0,07	0,08	0,06	0,06	0,06	0,05	0,08	0,08
	$J_{S_3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,12	0,10	0,12	0,14	0,10	0,12	0,12	0,10	0,13	0,13
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1	0,08	0,08	0,08
	$F_{кo}$	Н	1350,00	1450,00	1750,00	2400,00	1200,00	1500,00	1500,00	1800,00	1600,00	1600,00
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta$	-	0,06	0,08	0,06	0,06	0,08	0,08	0,08	0,06	0,07	0,07
Кутовий хід коромисла	$\beta$	град	15	14	12	15	16	16	17	18	16	16
Довжина коромисла	$L$	мм	125	150	140	150	160	130	135	146	146	146
Максимально допустимий кут тиску	$\nu$	град	40	35	45	55	40	50	45	45	45	45
	$\varphi_{в} = \varphi_{н}$	град	60	65	55	60	70	65	65	75	80	80
Закон руху	$\varphi_{вв}$	град	0	10	5	0	5	10	10	15	20	20
	$N$	-	1	2	3	4	5	6	6	7	8	8

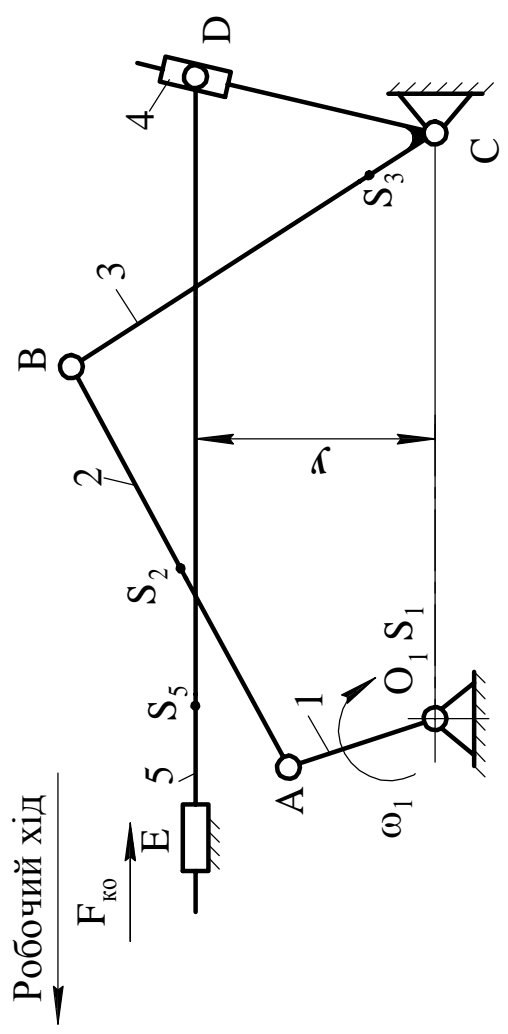
Завдання 10



а)



б)



б)

- а – привод верстата;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм

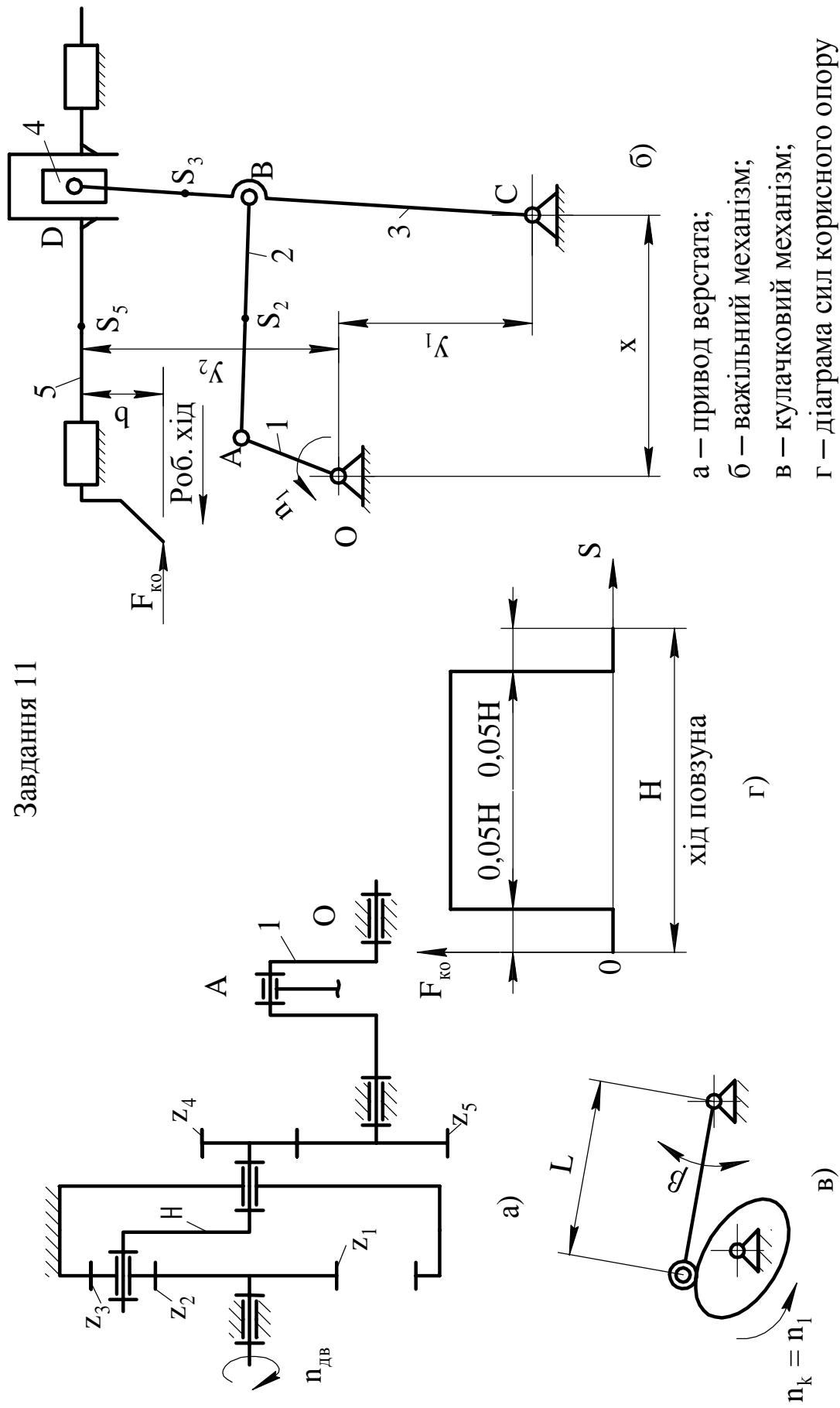
Рисунок Ж.10 – Механізми зубострогального верстата



**Таблиця Ж.10 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів зубостругального верстата**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{дв}$	рад/с	140	150	280	260	160	130	140	270
Число зубців коліс	$z_4$	-	12	13	14	11	15	12	10	12
	$z_5$	-	32	33	34	35	37	35	39	30
Модуль коліс передачі $z_4$ і $z_5$	$m$	мм	10	10	12	12	8	8	9	9
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{пн}$	-	4,0	4,5	5,0	5,5	4,0	4,5	5,0	5,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$L_{OA}$	м	0,06	0,06	0,05	0,06	0,07	0,07	0,08	0,06
	$L_{AB}=L_{BC}$	м	0,24	0,26	0,20	0,25	0,28	0,30	0,32	0,25
	$L_{OC}$	м	0,34	0,37	0,28	0,35	0,39	0,42	0,45	0,35
	$y$	м	0,17	0,18	0,14	0,18	0,20	0,21	0,23	0,17
	$m_1$	кг	5	6	7	8	9	9	8	10
Маса ланок	$m_2$	кг	10	12	13	14	14	11	13	14
	$m_3$	кг	13	16	18	20	18	14	15	17
	$m_5$	кг	15	18	20	22	20	16	17	19
	$J_{O1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,12	0,14	0,16	0,18	0,13	0,15	0,17	0,16
	$J_{S2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,10	0,12	0,14	0,16	0,11	0,13	0,15	0,14
Моменти інерції ланок	$J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,20	0,22	0,33	0,45	0,33	0,44	0,33	0,30
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,02	0,02	0,03	0,03	0,02	0,02	0,03	0,03
	$F_{ко}$	Н	500	800	1000	1500	1100	1300	900	2000
Коеф. нерівномірності руху	$\delta$		0,02	0,01	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Довжина коромисла	$L$	мм	130	120	140	120	130	140	140	130
Кут тиску	$\nu$	град	20	18	20	24	16	18	22	24
Фазові кути	$\phi_B = \phi_H$	град	140	135	130	138	133	130	138	135
	$\phi_{BB}$	град	40	30	35	40	30	35	35	30
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 11



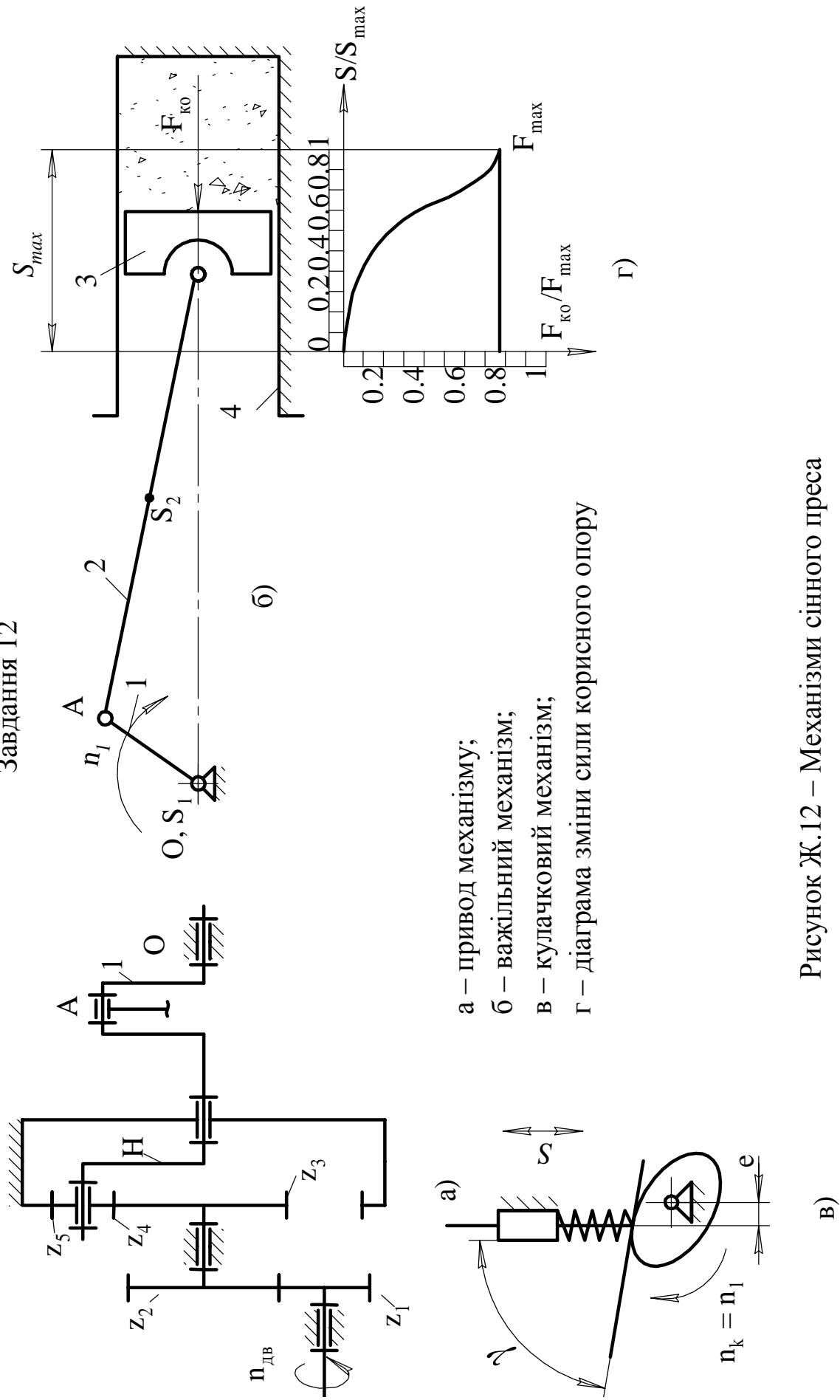
- а — привод верстата;
- б — важільний механізм;
- в — кулачковий механізм;
- г — діаграма сил корисного опору

Рисунок Ж.11 – Механізми поперечно-стругального верстата

**Таблиця Ж.11 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів поперечно-стругального верстата**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	950	1400	2800	750	950	1450	2850	900
Число зубців коліс	$Z_4$	–	14	13	12	15	11	14	12	13
	$Z_5$	–	26	22	25	28	23	27	26	28
Модуль коліс передач	$m$	мм	5,0	5,5	5,0	5,0	6,0	5,0	5,0	5,5
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{пн}$	–	9,8	10,8	8,8	7,8	6,8	10,7	9	5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$L_{OA} = b$	м	0,12	0,10	0,13	0,13	0,12	0,11	0,11	0,12
	$I_{AB} = x$	м	0,40	0,45	0,40	0,45	0,37	0,38	0,40	0,42
	$L_{CD} = 1,5CB$	м	0,7	0,7	0,8	0,8	0,75	0,75	0,7	0,8
	$y_2 = 1,5y_1$	м	0,43	0,42	0,49	0,50	0,46	0,47	0,47	0,49
Маси ланок	$m_2$	кг	6	8	6	6	8	8	6	7
	$m_3$	кг	20	22	24	25	23	22	20	22
	$m_5$	кг	40	35	38	42	40	45	38	45
Моменти інерції ланок	$J_{S1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,30	0,35	0,30	0,35	0,32	0,33	0,35	0,30
	$J_{S2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,45	0,42	0,43	0,45	0,42	0,43	0,46	0,44
	$J_C$	кг·м <sup>2</sup>	0,62	0,60	0,65	0,68	0,70	0,75	0,62	0,68
Сила опору	$F_{ко}$	кН	2,0	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,3	2,2
Коеф. нерівномірності руху	$\delta$	–	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Довжина коромисла	$L$	мм	150	160	170	180	150	175	180	160
Кутовий хід коромисла	$\beta$	град	20	25	30	27	24	30	25	30
Кут тиску	$\nu$	град	30	30	35	35	32	32	35	35
Фазові кути профілю кулачкового механізму	$\varphi_B$	град	50	55	60	60	65	60	55	55
	$\varphi_{вв}$	град	50	60	25	45	30	20	25	15
	$\varphi_H$	град	100	110	120	120	130	120	110	110
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 12



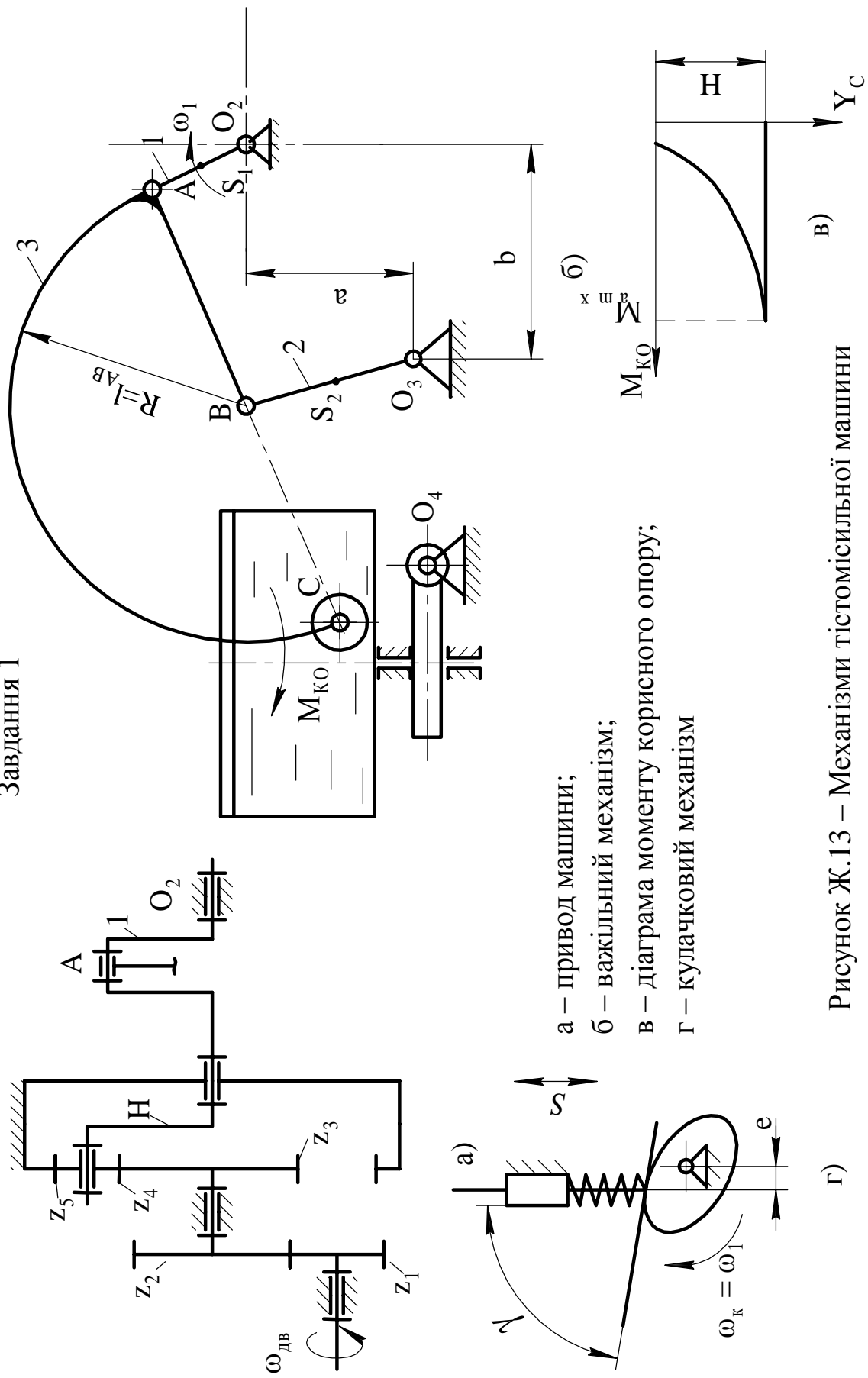
а – привод механізму;  
 б – важільний механізм;  
 в – кулачковий механізм;  
 г – діаграма зміни сили корисного опору

Рисунок Ж.12 – Механізми сінного преса

**Таблиця Ж.12 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів сінного преса**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	640	610	530	600	550	600	680	700
Число зубців коліс	$z_1$	-	15	12	14	11	13	15	12	13
	$z_2$	-	30	24	28	24	26	30	24	26
Модуль коліс передач	$m$	мм	5	4	5	4	3	5	3	5
Передаточне відношення планетарного механізму	$U_{3н}$	-	1,50	1,53	1,32	1,36	1,44	1,40	1,60	1,48
Координати опор	$L_{OA} = L_{OB}$	мм	95	100	105	110	90	80	70	60
	$L_{AC} = L_{BD}$	мм	332	350	370	380	310	280	240	210
	$L_{AS2} = L_{BS4}$	мм	116	120	130	133	108	100	85	70
Маси ланок	$m_2 = m_4$	кг	5,0	5,1	5,1	5,2	4,9	4,8	4,7	4,6
	$m_3 = m_5$	кг	2,0	2,1	2,2	2,3	1,4	1,8	1,7	1,6
Моменти інерції ланок	$I_{I0}$	кгм <sup>2</sup>	0,022	0,024	0,026	0,028	0,021	0,020	0,018	0,016
	$I_{2S} = I_{4S}$	кгм <sup>2</sup>	0,093	0,106	0,118	0,127	0,080	0,072	0,046	0,034
Максимальна сила корисного опору	$F_{max}$	Н	1200	1000	900	1100	1300	1400	1600	1500
Коефіцієнт нерівномірності руху механізму.	$\delta$	-	1/75	1/75	1/70	1/70	1/80	1/80	1/90	1/90
Хід штовхача	$h$	мм	38	32	26	40	44	30	28	36
	$\varphi_B$	град	60	90	80	110	75	120	80	60
Фазові кути	$\varphi_{BB}$	град	40	40	40	30	30	30	30	15
	$\varphi_H$	град	120	100	75	110	90	115	75	120
Кут передач руху	$\gamma$	град	80	90	85	80	90	75	70	80
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 1



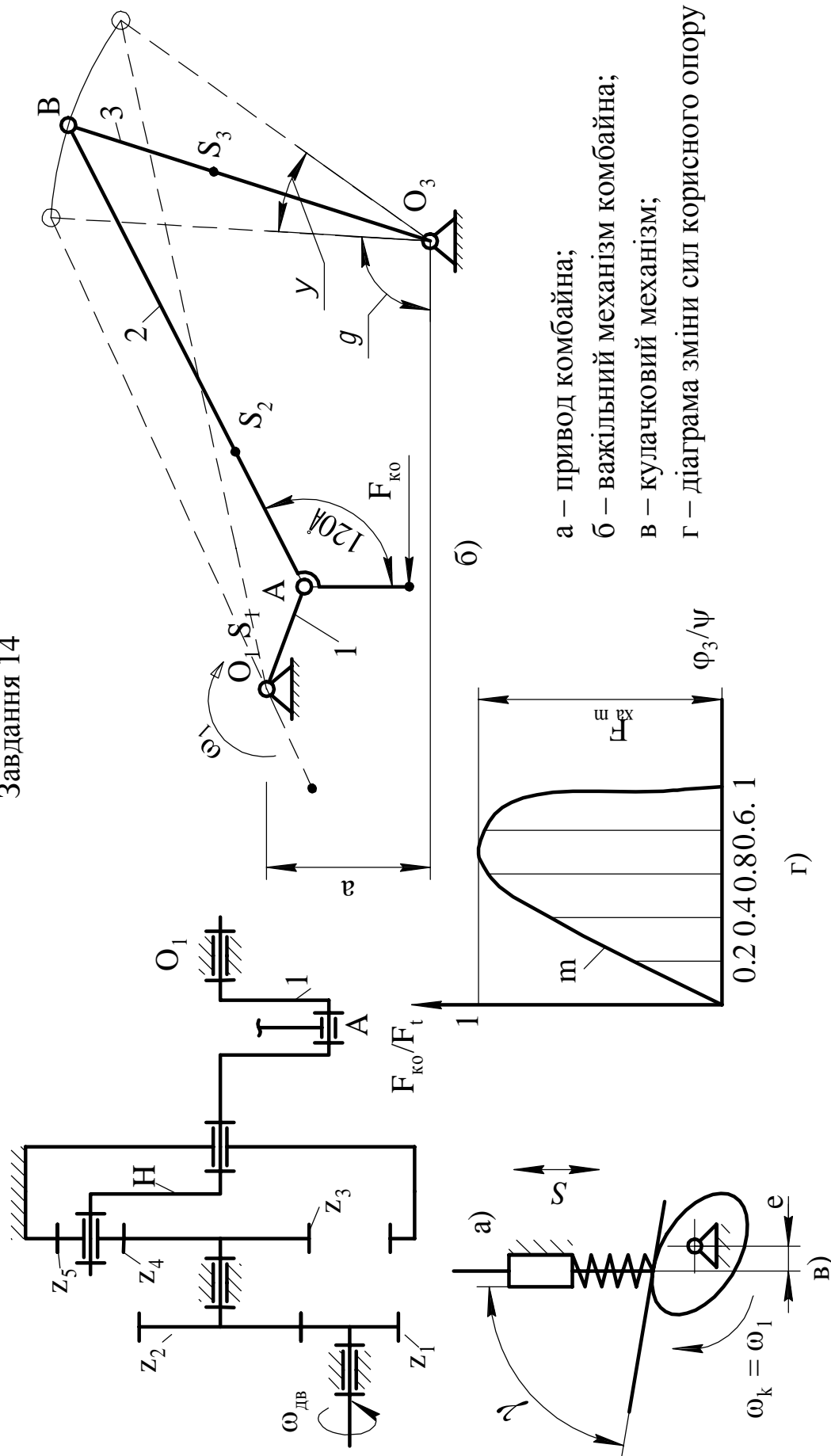
- а – привод машини;
- б – важільний механізм;
- в – діаграма моменту корисного опору;
- г – кулачковий механізм

Рисунок Ж.13 – Механізми тістомісильної машини

**Таблиця Ж.13 – Вихідні дані для проектування і дослідження механізмів тістомісильної машини**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість кривошипа і кулачка	$\omega_1$	рад/с	8	5	6	7	5,5	6,5	4,5	4
Число зубців коліс	$z_1$	-	28	24	22	24	21	20	18	18
	$z_2$	-	80	84	70	75	74	68	65	60
Модуль коліс $z_1$ і $z_2$	$m$	мм	6	7	8	9	10	11	12	15
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{3н}$	-	7	7,5	8	7	6,5	6	5	6,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор	$a$	мм	295	305	315	325	335	345	355	365
	$b$	мм	495	505	515	525	535	545	555	565
Довжина ланок	$r_{O2A}$	мм	210	220	230	240	250	260	270	280
	$l_{AB}$	мм	545	555	565	575	585	595	605	615
	$l_{O3B}$	мм	375	385	395	405	415	425	435	445
Густина матеріалу ланок	$q$	кг/мм	0,012	0,012	0,013	0,013	0,014	0,015	0,014	0,015
Максимальний момент корисного опору	$M_{кО}$	Н·м	100	120	150	200	220	180	240	160
Коефіцієнт нерівномірності руху	$\delta$	-	0,012	0,013	0,011	0,01	0,01	0,011	0,012	0,011
Хід штовхача	$h$	мм	10	12	14	15	16	18	16	15
Ексцентриситет	$e$	мм	5	10	0	0	0	5	8	10
Фазові кути профілю кулачка	$\varphi_в$	град	120	130	150	110	120	100	120	180
	$\varphi_{дв}$	град	0	10	50	30	30	40	30	0
	$\varphi_н$	град	120	130	150	140	140	100	100	180
Кут передачі руху	$\gamma$	град	75	80	85	90	85	80	75	70
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 14



- а – привод комбайна;
- б – важільний механізм комбайна;
- в – кулачковий механізм;
- г – діаграма зміни сил корисного опору

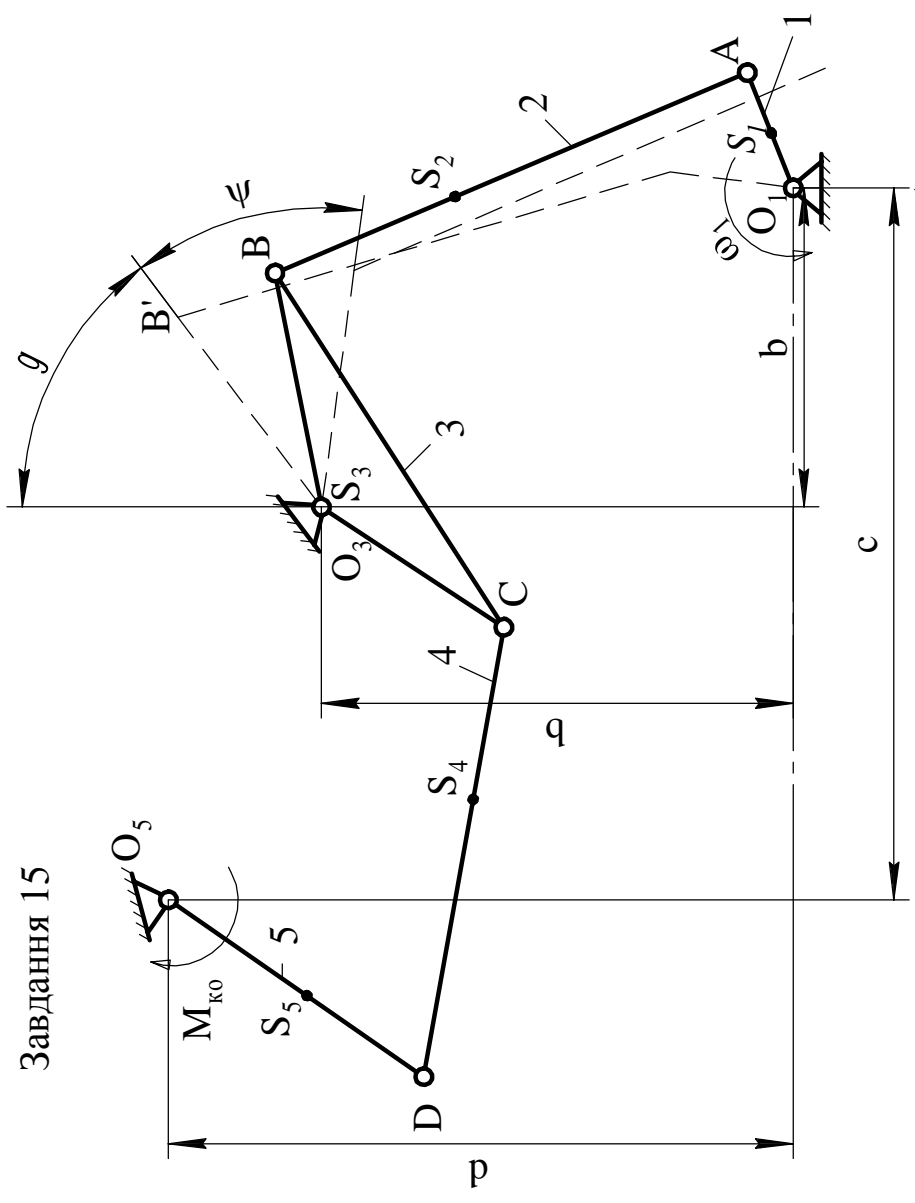
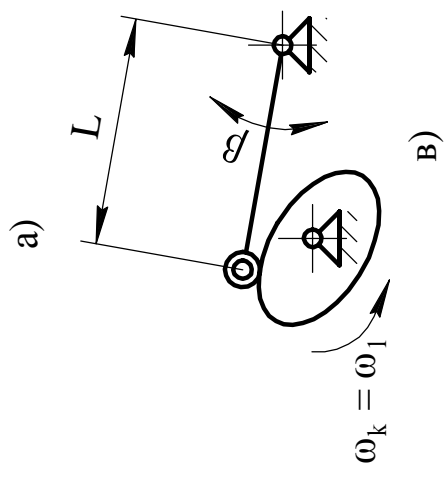
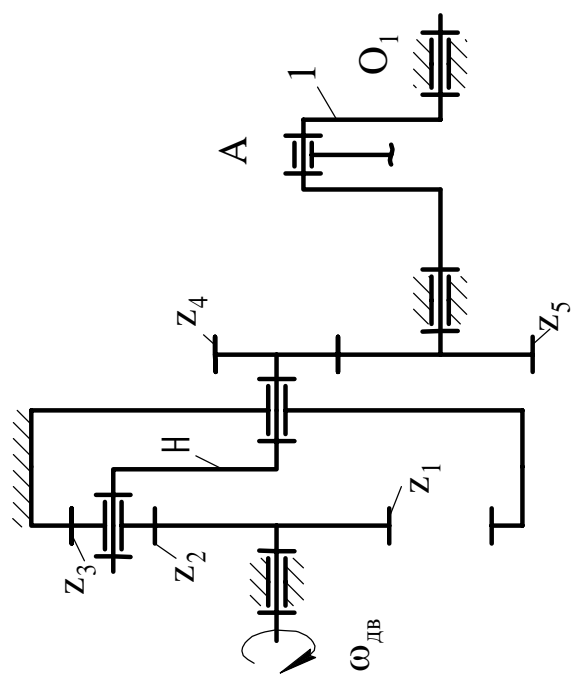
Рисунок Ж.14 – Механізми зернозбирального комбайна



**Таблиця Ж.14 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів зернозбирального комбайна**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість кривошипа і кулачка	$\omega_1$	$c^{-1}$	6,5	8	8,5	6,0	6,8	7	7,8	7,2
Число зубців коліс	$z_1$	–	16	15	14	13	12	11	16	14
	$z_2$	–	30	26	27	28	28	30	27	20
Модуль зубчастої передачі $z_1; z_2$	$m$	мм	7	8	7	8	7	8	7	8
Передагочне відношення планетарного редуктора	$U_{3н}$	–	12,1	11,2	10,5	9,8	10,9	11,5	10,3	9,5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	–	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Довжина коромисла 3	$L_{ОЗВ}$	м	0,5	0,55	0,6	0,64	0,68	0,73	0,48	0,45
Відстань між центрами	$a$	м	0,2	0,25	0,28	0,22	0,3	0,24	0,2	0,18
Кутова координата крайнього положення ланки 3	$\gamma$	град.	45	47	49	52	55	57	59	61
Кут розмаху коромисла	$\psi$	град.	39	42	44	47	45	40	48	50
Маса ланок	$m_1$	кг	10	11	12	13	11	12	9	8
	$m_2$	кг	27	28	30	36	38	40	25	24
	$m_3$	кг	7	8	9	10	11	12	6	5
Момент інерції ланок	$I_{S1}$	$кгм^2$	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09	1	0,05	0,04
	$I_{S2}$	$кгм^2$	2,4	2,6	2,8	3	3,5	3,5	2,2	2
	$I_{S3}$	$кгм^2$	0,15	0,17	0,2	0,25	0,28	0,3	0,14	0,12
Максимальна сила корисного опору	$F_{ко(max)}$	Н	400	450	490	560	600	580	500	470
Точка прикладення сили $F_{ко}$	$L_{AC}$	м	0,3	0,32	0,34	0,36	0,38	0,4	0,29	0,27
Коефіцієнт зміни швидкості ланки 3	$K_{\omega}$	–	1,015	1,04	1,03	1,025	1,035	1,02	1,025	1,02
Коеф. нерівномірності оберт. кривошипа	$\delta$	–	1/30	1/32	1/35	1/40	1/35	1/40	1/32	1/38
Досліджуване положення механізму	–	–	4	2	3	4	5	3	4	5
Кут робочого профілю кулачка	$\phi_p$	град	160	260	190	180	170	175	200	250
Хід штовхача	$S$	мм	8	9	10	7	11	6	12	8
Кут передачі руху	$\gamma$	град	75	80	85	90	85	80	75	90
Закон руху штовхача	$N_6$	–	7	2	3	7	2	3	7	2

Завдання 15



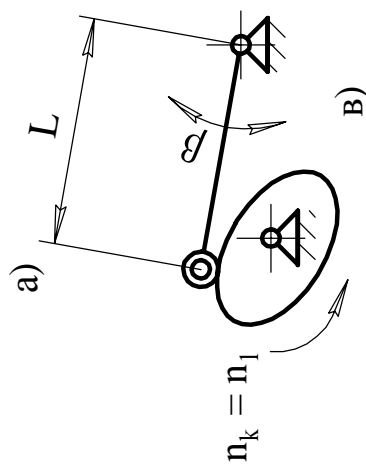
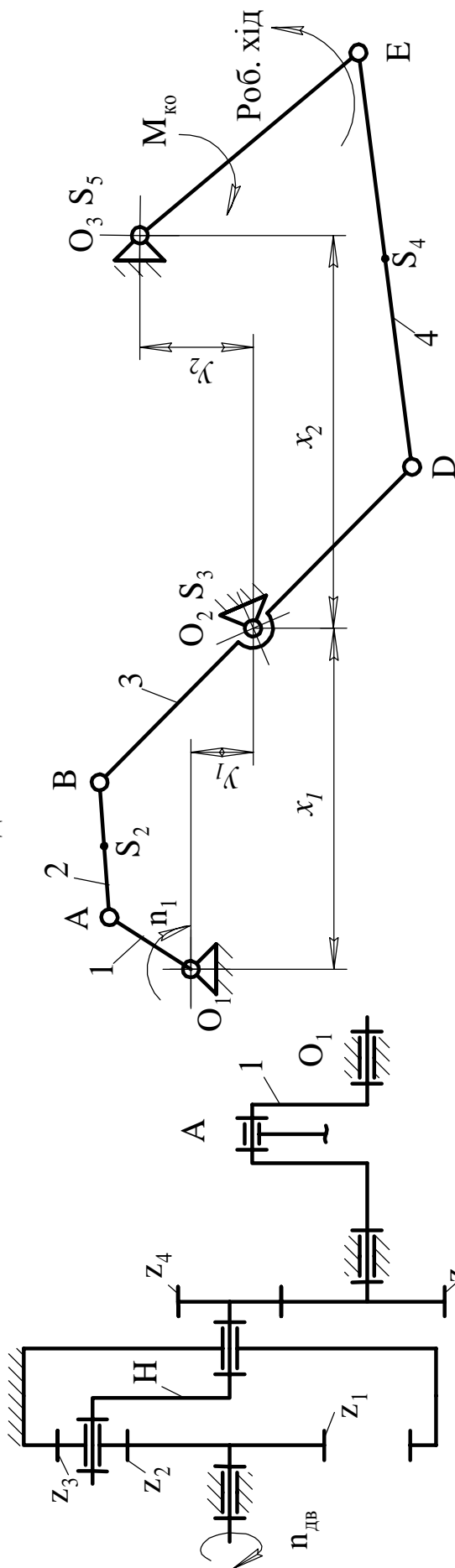
а – привод комбайна;  
 б – важільний механізм;  
 в – кулачковий механізм

Рисунок Ж.15 – Механізми комбайна

**Таблиця Ж.15 – Вихідні дані для проектування і дослідження механізму комбайна**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання кривошипа і кулачка	$\omega_1$	рад/с	20	21	22	23	24	25	19	18
Число зубців коліс	$z_4$	-	14	11	12	13	14	15	16	11
	$z_5$	-	28	29	30	21	24	26	30	24
Модуль коліс $z_4$ і $z_5$	$m$	мм	5	6	6	6	5	8	6	8
Передагочне відношення	$U_{1H}$	-	4.1	4.3	4.5	4.6	4.8	5.1	5.3	5.5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Коефіцієнт зміни швидкості руху ланки	$k_v$	-	1.08	10.9	1.10	1.06	1.07	1.05	1.06	1.07
Відстань між центрами $O_1$ і $O_3$	$b$	м	0.15	0.16	0.17	0.16	0.18	0.19	0.14	0.14
Довжина ланки $O_3C$	$l_{O_3C}$	м	0.19	0.20	0.21	0.22	0.23	0.24	0.18	0.17
Кутова координата крайнього положення коромисла $O_3B$	$\gamma$	град.	16	17	18	19	22	25	15	13
Кут розмаху коромисла $O_3B$	$\psi$	град.	39	42	40	41	42	44	45	36
Довжина коромисла $O_3B$	$l_{O_3B}$	м	0.29	0.30	0.31	0.32	0.33	0.34	0.28	0.27
Довжина шатуна $CD$	$l_{EB}$	м	0.72	0.75	0.78	0.81	0.83	0.86	0.70	0.68
Довжина коромисла $DO_5$	$l_{DO_5}$	м	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.23	0.22
Маса шатуна 2	$m_2$	кг	5	6	7	8	9	10	4.5	4
Маса ланки 3	$m_3$	кг	4	4.5	5	5.5	6	6.5	3	3
Маса шатуна 4	$m_4$	кг	42	45	47	50	52	55	40	38
Маса коромисла 5	$m_5$	кг	3	4	5	6	7	7.5	3.5	3
Моменти інерції ланок	$I_{S_2}$	кгм <sup>2</sup>	1	1.2	1.3	1.5	1.6	1.4	0.9	0.8
	$I_{S_3}$	кгм <sup>2</sup>	0.7	0.9	1.1	1.2	1.4	1.3	0.8	0.6
	$I_{S_4}$	кгм <sup>2</sup>	2.2	2.5	2.7	2.9	3.1	2.0	1.8	1.6
	$I_{S_5}$	кгм <sup>2</sup>	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.42	0.18	0.16
	$M_{K_0}$	Нм	184	188	193	197	200	210	180	178
Кут розмаху коромисла	$\beta$	град.	18	12	11	14	16	17	15	18
Довжина коромисла	$L$	м	120	180	200	150	200	120	160	160
Кут робочого профілю	$\varphi_p$	град	95	105	115	125	135	145	155	165
Закон руху коромисла	$N_0$	-	6	7	9	6	7	9	6	7

Завдання 16



б)

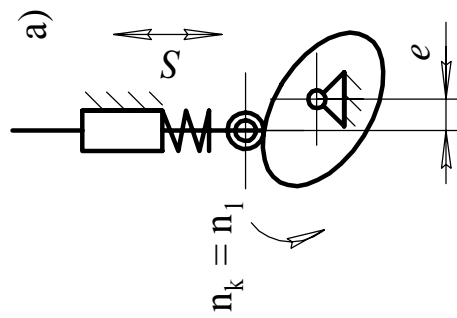
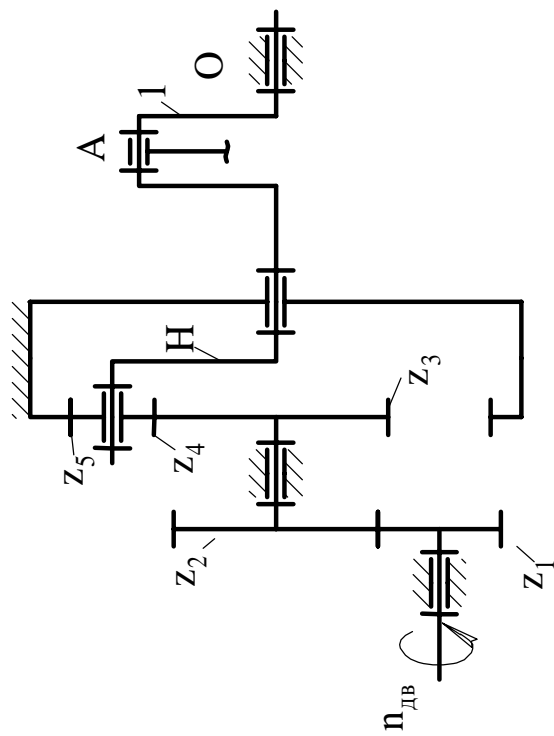
- а – привод комбайна;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм

Рисунок Ж.16 – Механізми комбайна

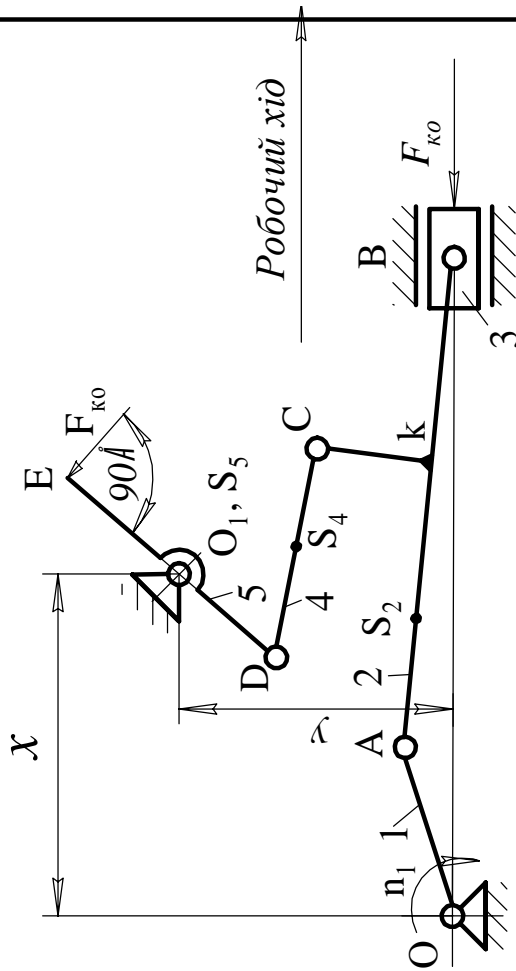
**Таблиця Ж.16 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів комбайна**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів									
			1	2	3	4	5	6	7	8		
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	940	960	960	960	1440	1440	1440	1440	1440	1440
	$z_4$	-	9	12	14	11	10	13	15	11		
	$z_5$	-	58	64	70	62	54	52	50	68		
Модуль коліс передач	$m$	мм	4	4	3	5	4	5	4	3		
	$U_{пн}$	-	30	36	42	46	31	38	45	49		
Передаточне відношення планетарного механізму	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1		
	$i_{о1А}$	м	0,10	0,15	0,05	0,10	0,20	0,14	0,11	0,20		
Довжини ланок	$l_{АВ}$	м	0,74	0,10	0,37	0,60	0,60	0,56	0,44	0,63		
	$l_{В02}$	м	0,50	0,75	0,25	0,70	0,70	0,65	0,51	0,93		
	$l_{02D}$	м	0,30	0,45	0,45	0,40	0,40	0,45	0,35	0,35		
	$l_{DE}$	м	1,0	1,50	0,50	0,90	0,10	0,70	0,54	1,0		
	$l_{03E}$	м	0,30	0,45	0,45	0,50	0,40	0,48	0,37	0,69		
	$x_1$	м	0,80	1,20	0,40	0,60	0,90	0,60	0,60	0,47	0,66	
	$x_2$	м	0,90	1,35	0,45	0,70	1,00	0,65	0,50	0,93		
Координати опор	$y_1$	м	0,10	0,15	0,10	0,20	0,10	0,18	0,14	0,26		
	$y_2$	м	0,20	0,30	0,15	0,30	0,20	0,24	0,19	0,34		
Маса ланок	$m_2 = m_5$	кг	4	5	3	4	5	5	6	7		
	$m_4$	кг	20	30	15	25	25	45	50	40		
Моменти інерції ланок	$J_j$	кг·м <sup>2</sup>	0,06	0,07	0,07	0,06	0,05	0,06	0,07	0,08		
	$M_{к0}$	Н·м	400	500	300	550	600	700	800	600		
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta$	-	0,08	0,07	0,1	0,10	0,09	0,08	0,07	0,10		
	$\beta$	град	10	9	8	11	12	10	10	12		
Довжина коромисла	$L$	мм	70	80	75	65	60	80	70	65		
	$\nu$	град	30	25	28	30	25	28	25	28		
Максимально допустимий кут тиску	$\varphi_B = \varphi_H$	град	58	53	54	55	60	57	50	56		
	$\varphi_{ВВ}$	град	15	10	15	10	15	10	15	10		
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8		

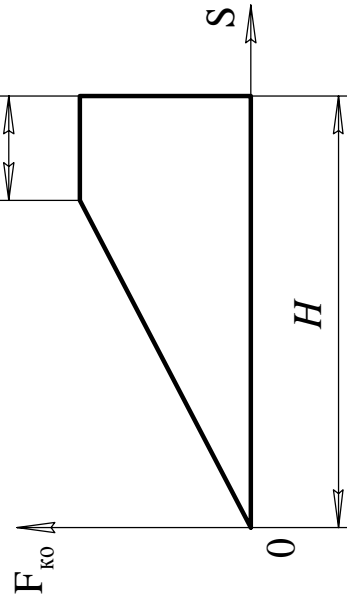
Завдання 17



В)



б)



Г)

а – привод сінного преса;

б – важільний механізм;

в – кулачковий механізм;

г – діаграма сил корисного опору

Рисунок Ж.17 – Механізми сінного преса

**Таблиця Ж.17 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів сінного преса**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1850	1900	1950	200	2100	1800	1500	1600
Число зубців коліс	$z_1$	-	15	12	14	11	13	15	12	13
	$z_2$	-	30	24	28	24	26	30	24	26
Модуль коліс передач	$m$	мм	10	14	11	13	12	10	13	12
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{зн}$	-	6	5	4,5	3,5	4	6,5	5,5	7
Координати опор	$L_{OA}$	м	0,30	0,35	0,37	0,40	0,42	0,45	0,28	0,32
	$L_{AB}$	м	1,02	1,19	1,25	1,36	1,43	1,52	0,95	1,09
	$L_{AK}$	м	0,60	0,70	0,75	0,80	0,84	0,90	0,56	0,64
	$L_{CK}$	м	0,45	0,53	0,56	0,60	0,63	0,68	0,42	0,48
	$L_{CD}$	м	0,42	0,48	0,52	0,56	0,59	0,63	0,38	0,45
	$L_{OD}$	м	0,22	0,25	0,28	0,29	0,30	0,33	0,21	0,23
	$L_{OIE}$	м	0,52	0,60	0,65	0,69	0,72	0,78	0,34	0,56
	$x$	м	0,57	0,66	0,71	0,76	0,80	0,85	0,53	0,61
	$y$	м	0,58	0,67	0,72	0,77	0,88	0,87	0,54	0,62
	Маса ланок	$m_2$	кг	15	16	16	17	18	18	10
$m_3$		кг	40	42	45	46	50	50	35	36
$m_4$		кг	3,2	3,3	3,4	3,5	4	4,4	4,5	2,8
$m_5$		кг	10	11	12	12	13	13	9	10
$J_{O1}$		кг·м <sup>2</sup>	0,65	0,66	0,67	0,68	0,7	0,4	0,41	0,65
Моменти інерції ланок	$J_{S2}$	кг·м <sup>2</sup>	0,42	0,44	0,45	0,46	0,47	0,47	0,32	0,36
	$J_{S4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,5	0,06	0,07	0,07	0,08	0,09	0,04	0,05
	$J_{S5}$	кг·м <sup>2</sup>	0,12	0,13	0,14	0,15	0,16	0,16	0,01	0,12
	$F_{коmax}$	кН	30	25	27	33	20	17	18	25
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta$	0,1	0,12	0,14	0,11	0,12	0,13	0,1	0,14	
Хід штовхача	$S$	мм	5	6	7	8	9	10	11	12
Ексцентриситет	$e$	мм	3	4	5	6	0	0	5	6
Максимально допустимий кут тиску	$\nu$	град	35	30	35	30	35	30	25	20
Фазові кути	$\varphi_B = \varphi_H$	град	55	50	60	60	55	60	65	70
	$\varphi_{BB}$	град	5	10	5	10	5	10	5	10
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 18

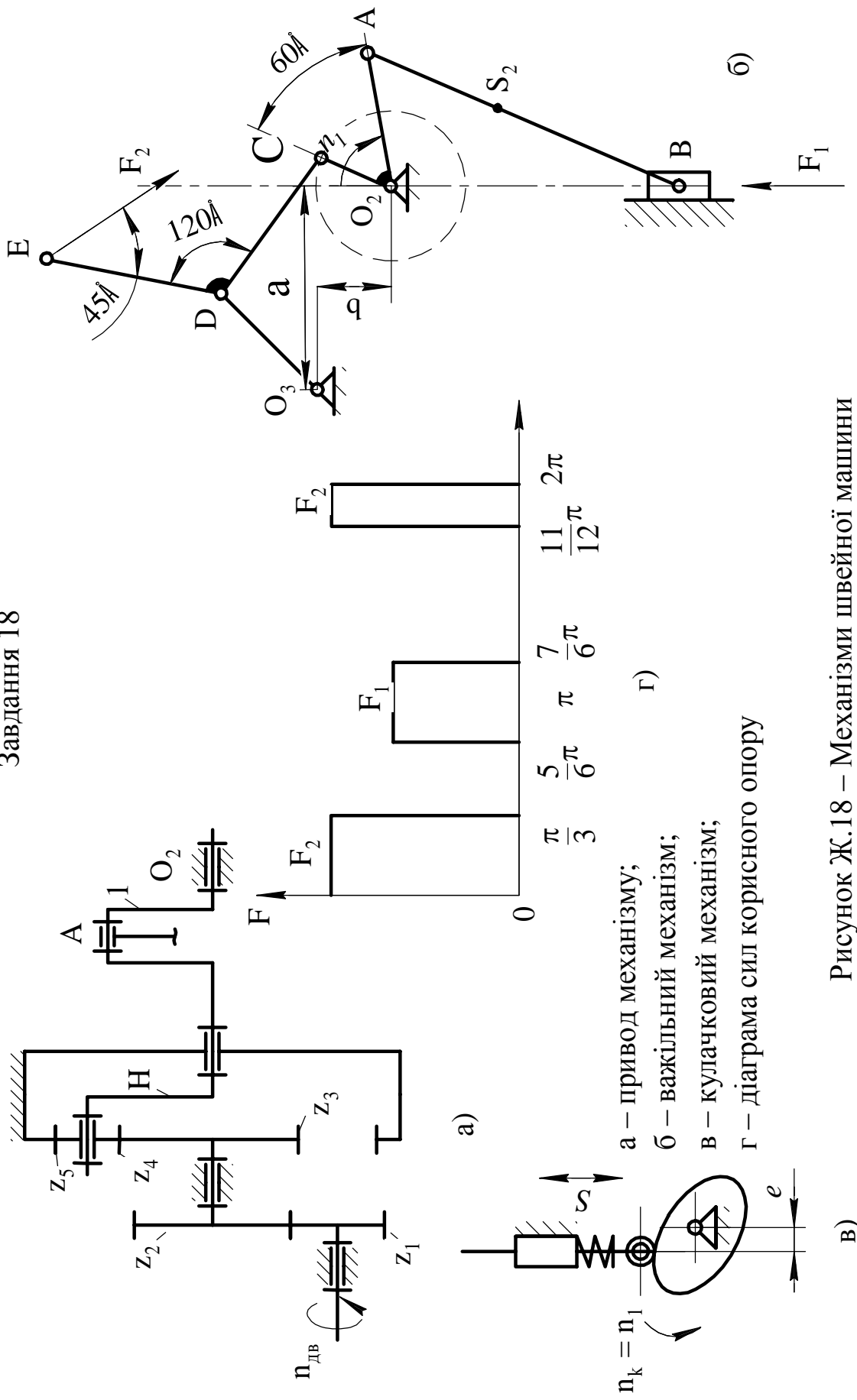


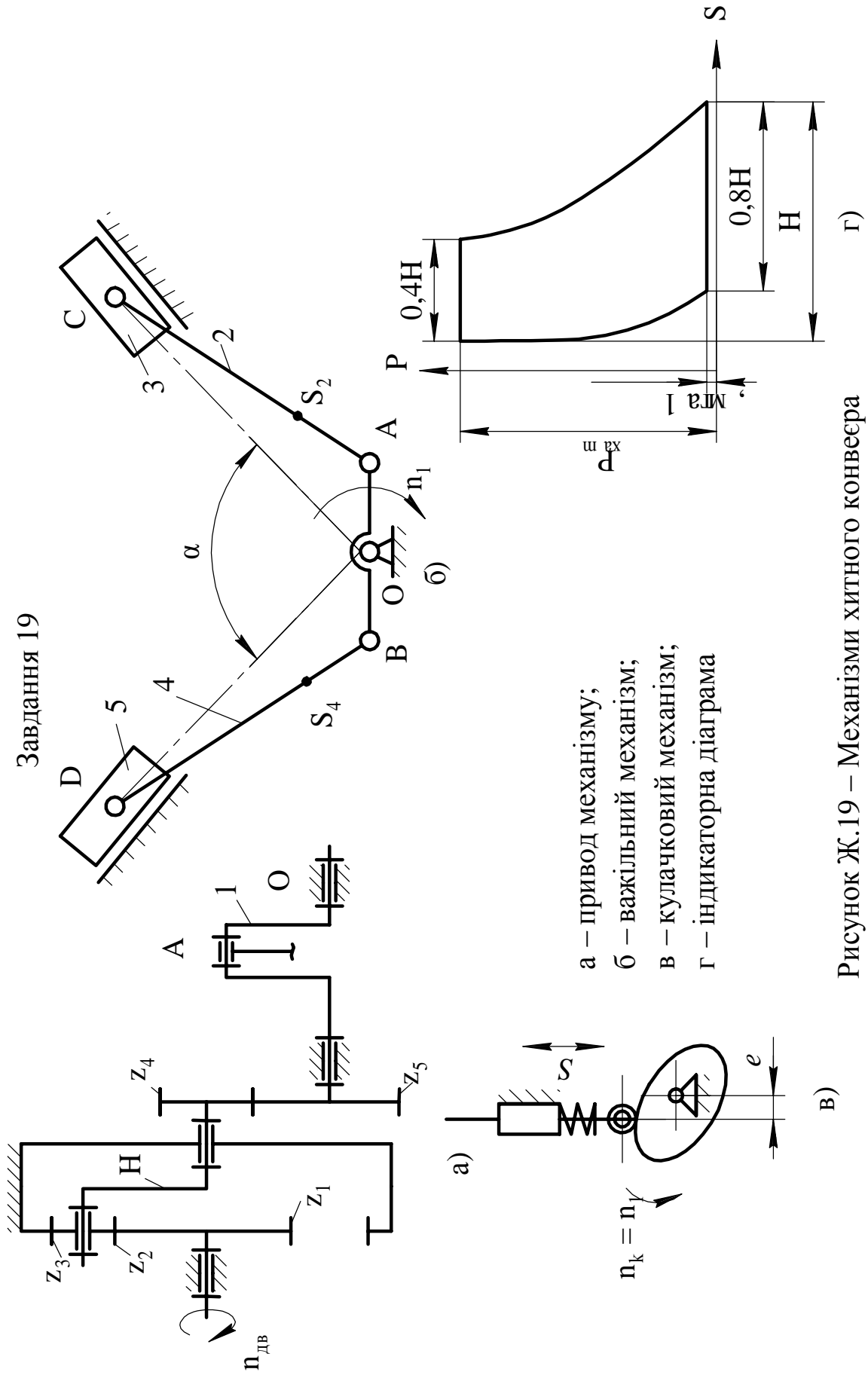
Рисунок Ж.18 – Механізми швейної машини



**Таблиця Ж.18 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів швейної машини**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	$хв^{-1}$	640	610	530	600	550	600	680	700
Число зубців коліс	$z_1$	-	35	40	38	42	45	48	50	50
	$z_2$	-	17	18	19	20	21	22	21	20
Модуль коліс передач	$m$	мм	2,0	2,5	3,0	2,5	2,0	2,5	2,0	3,0
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{зн}$	-	3	4,5	5	3,5	4	5	5,5	2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Координати опор та довжини ланок	$a$	мм	44	46	56	62	65	75	85	95
	$b$	мм	12	15	15	16	18	20	22	24
	$r_{O2A}$	мм	15	16	18	20	22	24	25	26
	$r_{AB}$	мм	48	50	55	65	70	75	80	85
	$r_{O2C}$	мм	10	12	14	15	16	18	20	22
	$r_{CD}$	мм	40	45	55	60	64	70	80	90
	$r_{O3D}$	мм	18	22	25	30	32	35	40	45
Питома густина матеріалу ланок	$r_{DE}$	мм	38	48	56	62	66	72	78	85
	$\rho$	кг/мм	0,01	0,011	0,012	0,013	0,014	0,015	0,014	0,013
	$F_1$	Н	5	20	10	5	20	10	5	20
Сили корисного опору	$F_2$	Н	9	36	18	9	36	18	9	36
	$\delta$	-	0,025	0,024	0,023	0,022	0,020	0,019	0,018	0,017
Хід штовхача	$h$	мм	3	4	5	5,5	6	6,5	7	6
	$e$	мм	0	1	2	0	2,5	3	0	1
Кут тиску	$\nu$	град	30	28	30	25	27	30	35	28
	$\varphi_B$	град	120	105	115	95	95	85	80	95
Фазові кути:	$\varphi_H$	град	30	40	45	45	50	60	50	40
	$\varphi_{вв}$	град	120	105	115	45	90	85	70	70
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 19



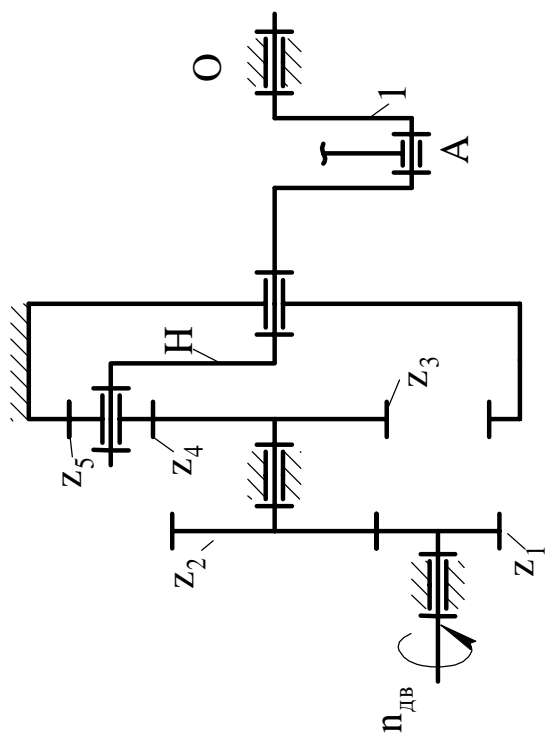
- а – привод механізму;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм;
- г – індикаторна діаграма

Рисунок Ж.19 – Механізми хитного консерва

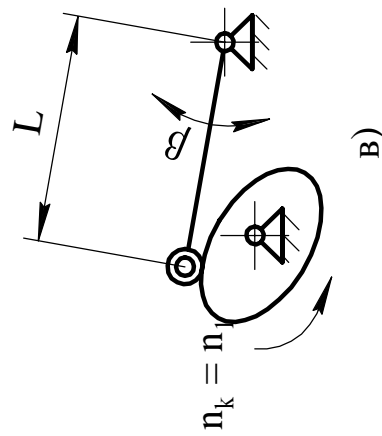
**Таблиця Ж.19 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1000	950	900	950	1050	1100	1150	1200
Число зубців коліс	$z_4$	-	15	12	14	11	13	15	12	13
	$z_5$	-	30	24	28	24	26	30	24	26
Модуль коліс $z_4$ і $z_5$	$m$	мм	5	4	5	4	5	4	4	5
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$		6	5	4,5	3,5	4	6,5	5,5	7
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
	$OA = OB$	мм	95	100	105	110	90	80	70	60
	$AC = BD$	мм	332	350	370	380	310	280	240	210
	$AS_2 = BS_4$	мм	116	120	130	133	108	100	85	70
Діаметри поршнів D та C	$d_3 = d_5$	мм	72	78	78	80	70	60	50	40
Кут розходження циліндрів	$\alpha$	град	90	90	90	90	90	60	60	60
	$m_2 = m_4$	кг	5,0	5,1	5,1	5,2	4,9	4,8	4,7	4,6
Маси ланок	$m_3 = m_5$	кг	2,0	2,1	2,2	2,3	1,4	1,8	1,7	1,6
	$I_{10}$	кг·м <sup>2</sup>	0,022	0,024	0,026	0,028	0,021	0,020	0,018	0,016
Моменти інерції ланок	$I_{2S} = I_{4S}$	кг·м <sup>2</sup>	0,093	0,106	0,118	0,127	0,080	0,072	0,046	0,034
	$P_{max}$	Н/см <sup>2</sup>	580	64	510	390	58	480	460	450
Максимальний тиск газової суміші на поршень	$\delta$	-	1/75	1/75	1/70	1/70	1/80	1/80	1/90	1/90
Коефіцієнт нерівномірності руху	$S$	мм	38	32	26	40	44	30	28	36
	$\phi_B$	град	150	100	110	100	160	120	130	140
Фазові кути	$\phi_H$	град	45	30	20	20	30	0	30	0
	$\phi_{дв}$	град	90	130	130	160	100	110	90	90
Ексцентриситет	$e$	мм	5	10	0	0	8	5	0	10
Кут тиску	$\nu$	град	27	28	30	27	28	30	27	28
Закон руху	$N$		1	2	3	4	5	6	7	8

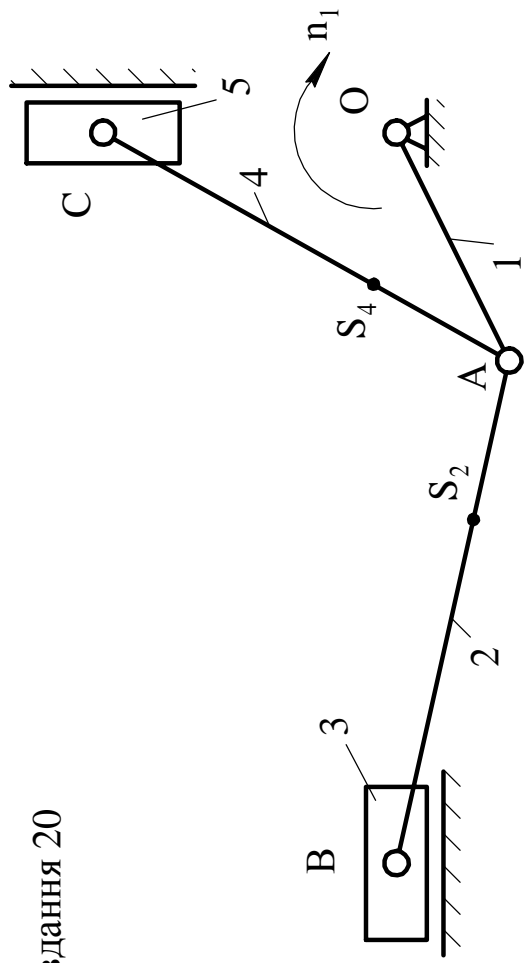
Завдання 20



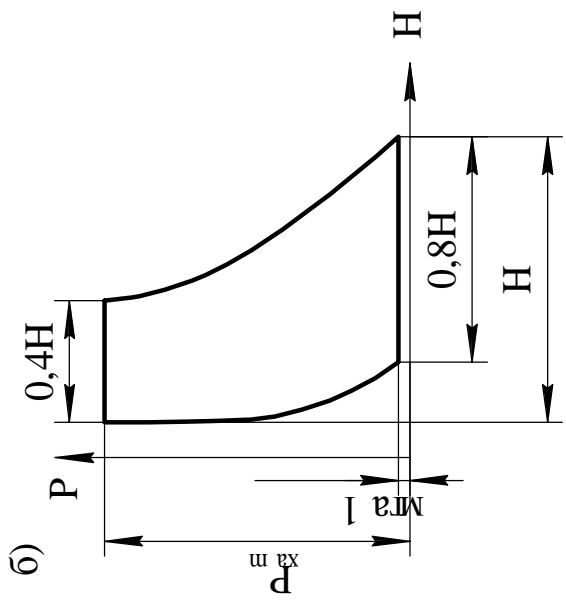
а)



б)



в)



г)

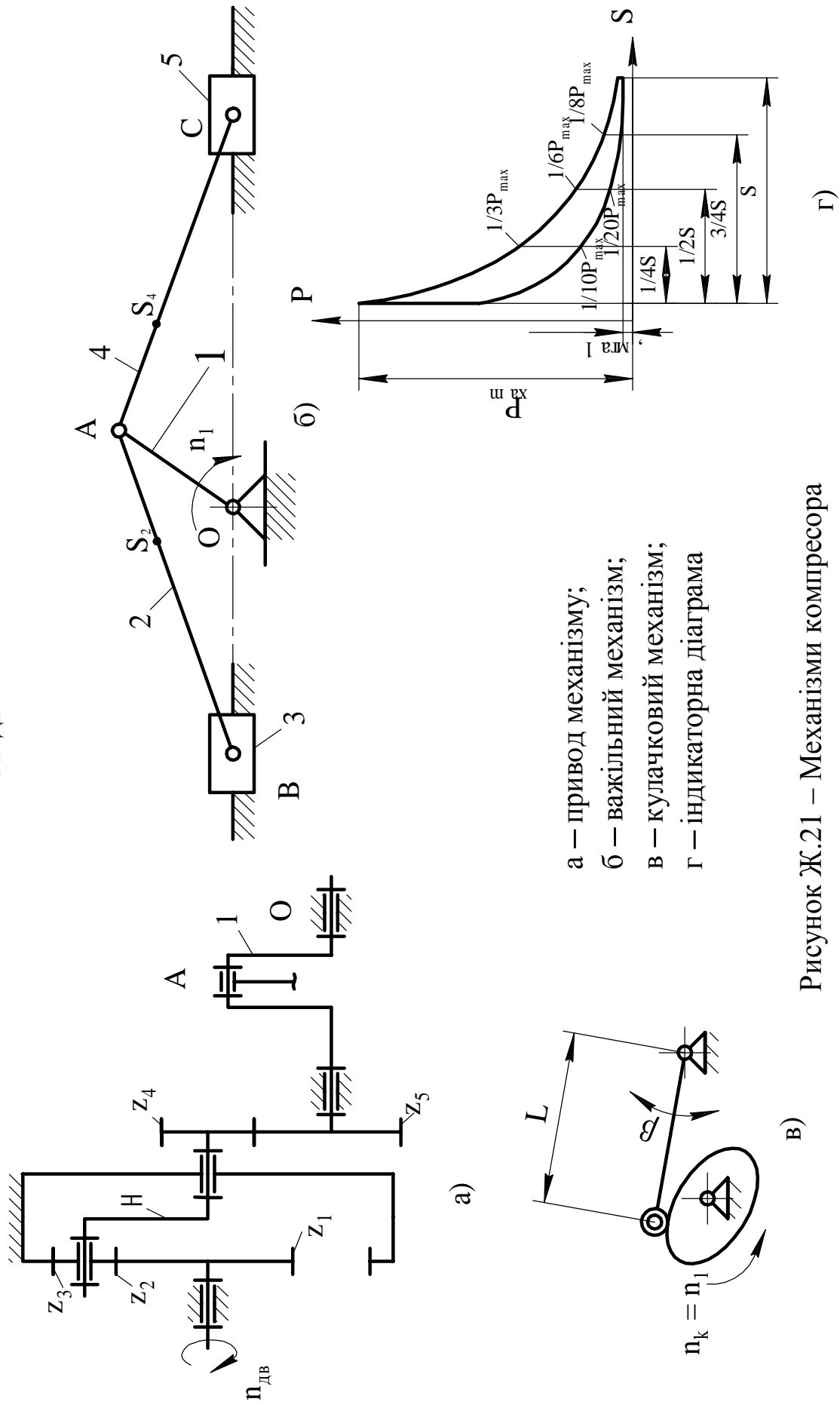
- а – привод механізму;
- б – важільний механізм;
- в – кулачковий механізм;
- г – індикаторна діаграма

Рисунок Ж.20 – Механізми хитного конвєрєра

**Таблиця Ж.20 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв	1850	1700	1750	1800	1950	1100	1000	850
Число зубців коліс	$z_1$	-	9	12	14	11	10	13	15	11
	$z_2$	-	58	64	70	62	54	52	50	68
Модуль коліс $z_1$ і $z_2$	$m$	мм	4	4	3	5	4	5	4	3
Передагочне відношення планетарного редуктора	$U_{3н}$	-	10	13	15	19	11	12	17	14
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Розміри ланок	АО	мм	80	70	60	50	40	90	95	120
	AB = AC	мм	280	240	210	170	140	315	330	420
	AS <sub>2</sub> = AS <sub>4</sub>	мм	95	85	75	60	48	110	115	150
Діаметри поршнів В та С	$d_3 = d_5$	мм	70	60	55	45	40	82	84	110
	$m_2 = m_4$	кг	5,3	5,0	4,6	4,0	3,9	5,6	5,8	6,8
Маси ланок	$m_3 = m_5$	кг	2,2	2,3	2,0	1,6	1,3	2,8	2,9	3,2
	$I_{10}$	кг·м <sup>2</sup>	0,020	0,018	0,016	0,015	0,012	0,022	0,024	0,032
Моменти інерції ланок	$I_{2S} = I_{4S}$	кг·м <sup>2</sup>	0,076	0,049	0,039	0,019	0,013	0,094	0,107	0,203
Максимальний тиск газової суміші на поршень	$P_{max}$	Н/см <sup>2</sup>	515	500	55	620	590	600	520	500
Коефіцієнт нерівномірності руху	$\delta$	-	1/70	1/80	1/90	1/90	1/95	1/80	1/70	1/40
Довжина коромисла	L	мм	72	50	60	58	70	50	80	88
Кутовий хід коромисла	$\beta$	град	38	28	40	32	36	30	44	46
Кут тиску	$\nu$	град	30	35	40	30	28	32	35	30
Фазові кути	$\varphi_B$	град	110	130	120	135	140	140	160	150
	$\varphi_{дв}$	град	0	30	40	30	30	40	20	45
Закон руху	$\varphi_H$	град	150	130	140	120	120	100	120	110
	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 21



- а — привод механізму;
- б — важільний механізм;
- в — кулачковий механізм;
- г — індикаторна діаграма

Рисунок Ж.21 – Механізми компресора

**Таблиця Ж.21 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала двигуна	$n_{дв}$	об/хв.	1850	1900	1950	200	2100	1800	1500	1600
Число зубців колеса	$z_4$	-	23	22	17	21	18	24	23	18
Передагочне відношення	$U_{45}$	-	1,044	1,136	1,650	1,047	1,831	1,085	1,089	1,612
Передагочне відношення планетарного редуктора	$U_{пн}$	-	6	5	4,5	3,5	4	6,5	5,5	7
Модуль коліс $z_4$ і $z_5$	$m$	мм	3	3,5	4	4	3	3	3,5	4
Довжини ланок	$L_{AB} = L_{AC}$	мм	280	240	210	175	140	315	420	380
	$L_{AS2} = L_{AS4}$	мм	95	85	75	60	50	110	140	130
	$L_{OA}$	мм	80	70	60	50	40	90	120	110
Діаметри поршнів: В, С	$d_3 = d_5$	мм	70	60	56	54	52	80	90	88
Маси ланок	$m_2 = m_4$	кг	5,3	5,0	4,8	4,6	4,4	5,6	6,8	6,6
	$m_3 = m_5$	кг	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	2,2	3,0	2,8
	$I_{I0}$	кг·м <sup>2</sup>	0,020	0,018	0,016	0,014	0,012	0,022	0,028	0,026
Моменти інерції ланок	$I_{2S} = I_{4S}$	кг·м <sup>2</sup>	0,079	0,048	0,036	0,024	0,014	0,094	0,203	0,162
Максимальний тиск газової суміші на поршень	$P_{max}$	Н/см <sup>2</sup>	515	500	55	620	590	600	500	580
Коефіцієнт нерівномірності руху механізму	$\delta$	-	1/70	1/80	1/90	1/90	1/95	1/80	1/40	1/50
	$\varphi_B$	град	180	160	120	90	160	150	90	120
Фазові кути:	$\varphi_H$	град	40	30	45	20	40	30	40	0
	$\varphi_{BB}$	град	100	120	135	110	90	90	130	120
	$L$	мм	86	92	82	88	100	102	108	112
Кутовий хід коромисла	$\beta$	град	27	31	28	28	30	32	34	36
Кут тиску	$\nu$	град	27	28	30	27	28	30	27	28
Закон руху	$N$		1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 22

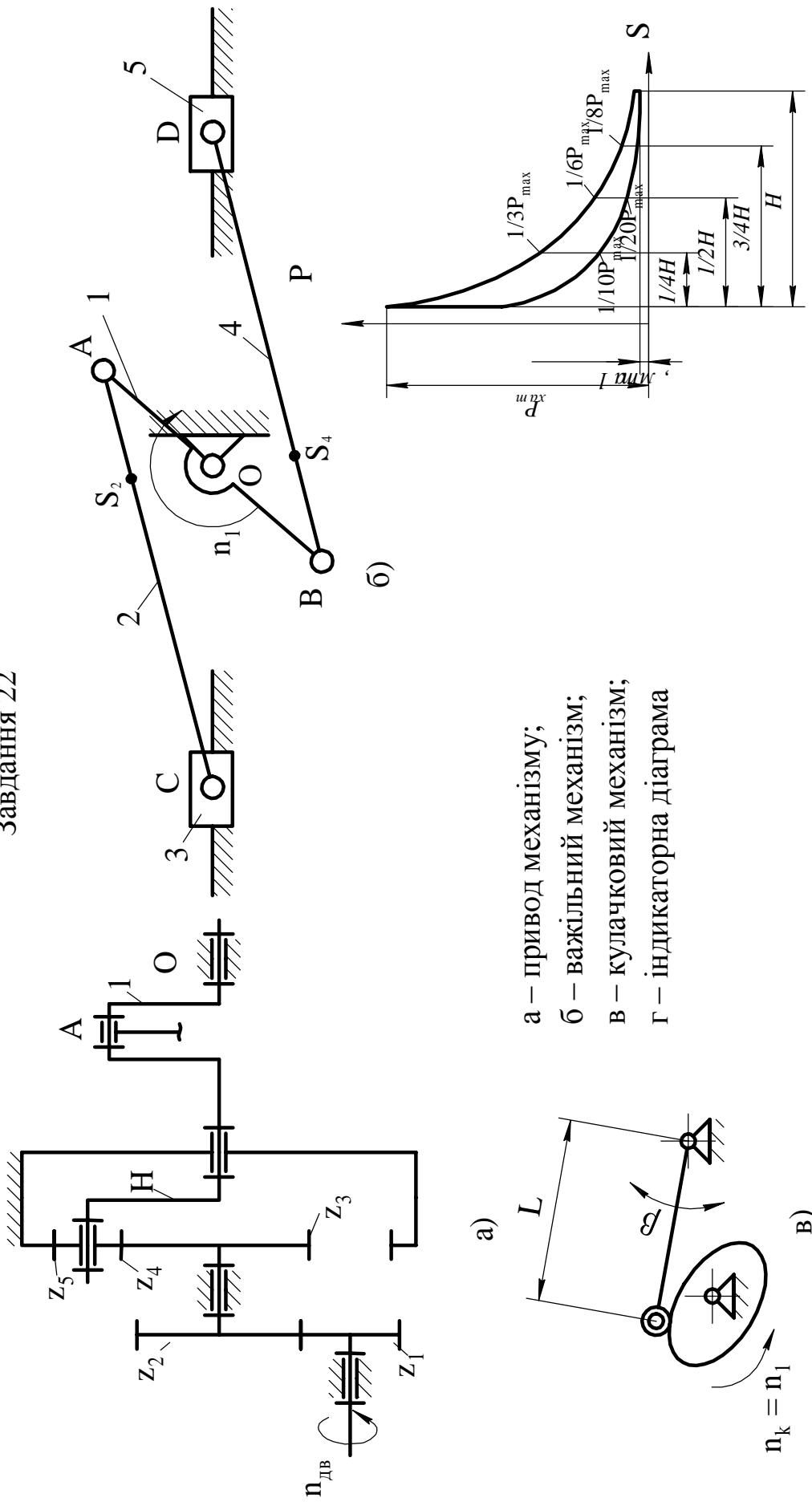


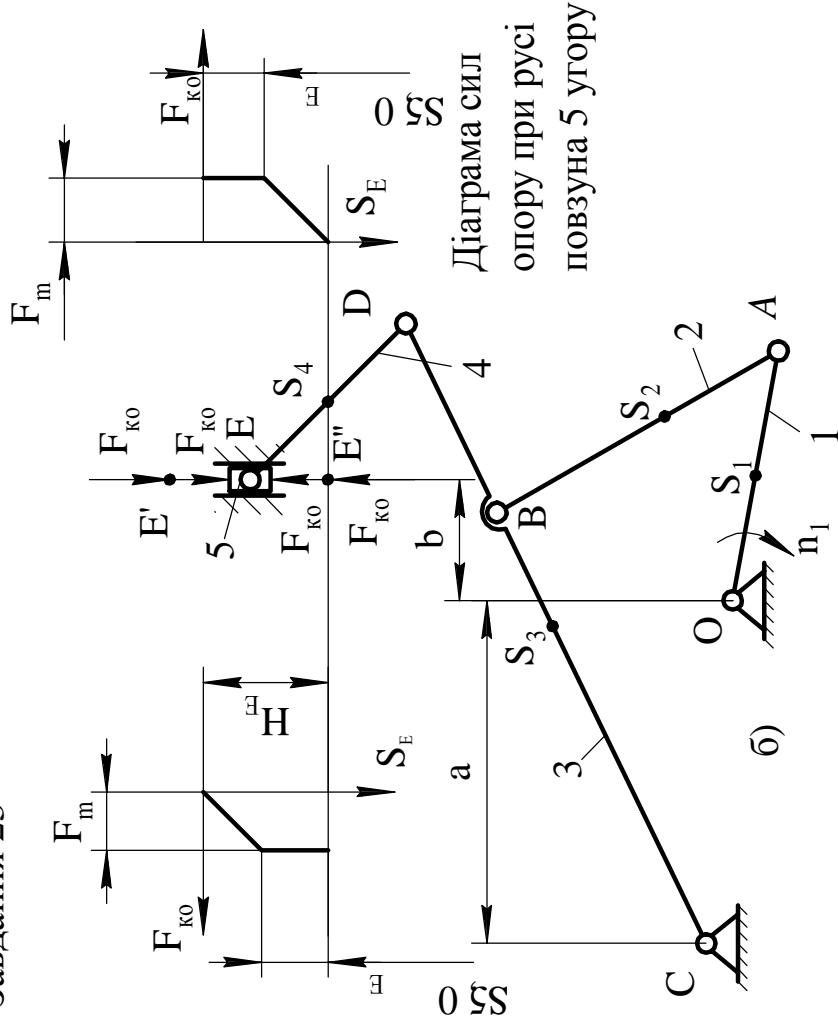
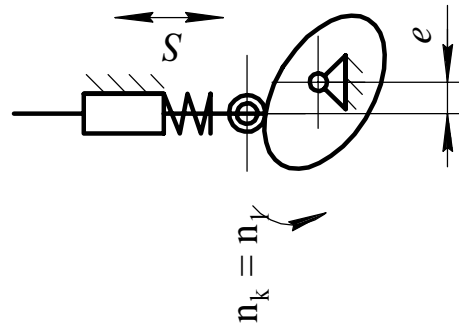
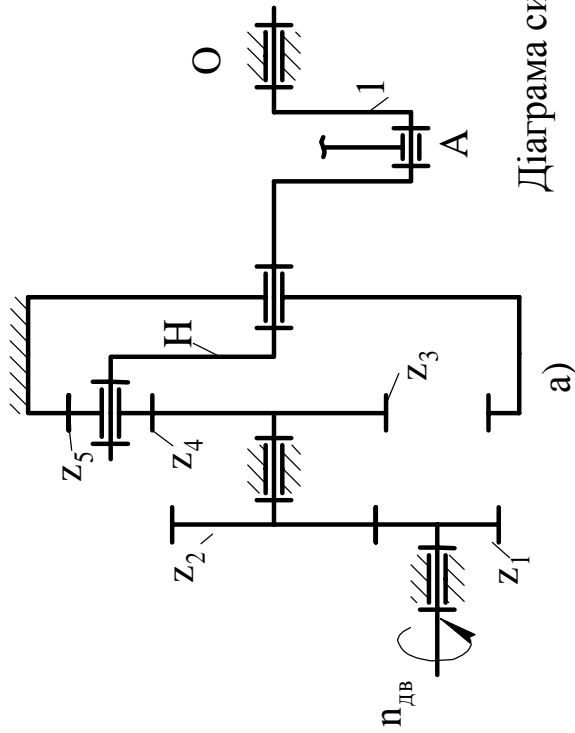
Рисунок Ж.22 – Механізми компресора



**Таблиця Ж.22 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів компресора**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання вала ел. двигуна	$n_{дв}$	об/хв.	1700	1800	1750	1850	1800	1900	2000	2100
Число зубців колеса	$z_1$	-	21	23	17	17	18	19	23	18
Модуль коліс $z_1$ і $z_2$	$m$	мм	10	8	4	2	12	4	10	2
Передагочне відношення	$U_{12}$	-	1,044	1,136	1,650	1,047	1,831	1,085	1,089	1,612
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Передагочне відношення планетарного механізму	$U_{3н}$	-	7	6,5	8	5,5	4,5	8,5	6,5	4,5
Довжини ланок	$L_{BD} = L_{AC}$	мм	350	330	315	290	280	245	210	175
	$L_{AS2} = L_{BS4}$	мм	120	115	110	100	90	85	75	60
	$L_{OA} = L_{OB}$	мм	100	95	90	85	80	70	60	50
Діаметри поршнів: $D, C$	$d_3 = d_5$	мм	110	100	98	96	94	88	84	82
	$m_2 = m_4$	кг	6,0	5,6	5,4	5,2	5,1	5,0	4,8	4,6
	$m_3 = m_5$	кг	2,5	2,3	1,4	1,3	1,3	1,1	1,0	0,9
Моменти інерції ланок	$I_{10}$	кг·м <sup>2</sup>	0,035	0,034	0,032	0,031	0,030	0,027	0,025	0,022
	$I_{2S} = I_{4S}$	кг·м <sup>2</sup>	0,195	0,103	0,091	0,074	0,067	0,051	0,036	0,023
Максимальний тиск газової суміші на поршень	$P_{max}$	Кг/см <sup>2</sup>	485	380	63	590	610	480	460	450
Коефіцієнт нерівномірності руху	$\delta$	-	1/85	1/95	1/95	1/95	1/90	1/90	1/100	1/100
Довжина коромисла	$L$	мм	100	102	60	105	100	76	90	70
Кутувий хід коромисла	$\beta$	град	27	25	30	32	24	34	22	28
Кут тиску	$\nu$	град	30	35	40	30	28	32	35	30
Фазові кути:	$\varphi_B$	град	130	100	120	125	130	110	140	90
	$\varphi_{дв}$	град	30	60	0	40	30	40	30	90
	$\varphi_H$	град	105	115	90	130	140	120	130	120
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 23



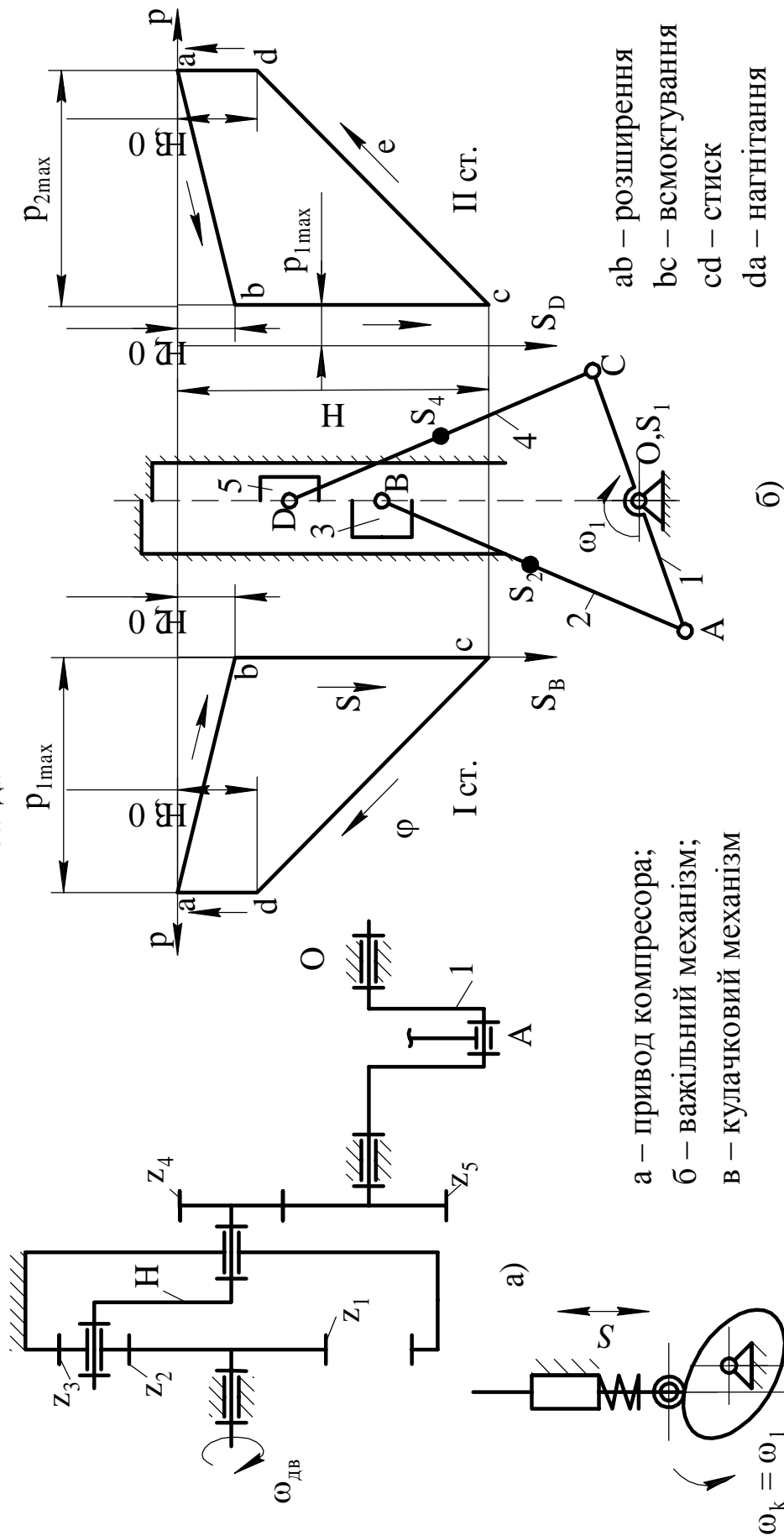
- а – привод насоса;
- б – важільний механізм насоса;
- в – кулачковий механізм;

Рисунок Ж.23 – Механізми насоса двосторонньої дії

**Таблиця Ж.23 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів насоса двосторонньої дії**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Число зубців коліс	$z_1$	-	12	14	13	12	14	11	12	12
	$z_2$	-	22	21	22	23	20	25	24	25
Модуль зубчастої передачі $z_1; z_2$	$m$	мм	4	5	6	4	5	6	4	5
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
Частота обертання кривошипа і кулачка	$n_1$	об/хв	120	150	200	220	240	280	320	400
Частота обертання електродвигуна	$n_{дв}$	об/хв	1500	1500	2950	2950	2950	2950	2950	2950
Розміри ланок важільного механізму	$a$	м	0,085	0,080	0,075	0,060	0,100	0	0,080	0,040
	$b$	м	0,120	0,085	0,100	0,090	0,075	0,105	0	0,040
	$c$	м	0,300	0,225	0,230	0,220	0,295	0,270	0,290	0,320
	$l_{OA}$	м	0,035	0,035	0,026	0,040	0,045	0,050	0,075	0,050
	$l_{AB}$	м	0,345	0,225	0,280	0,220	0,280	0,290	0,285	0,350
	$l_{BC}$	м	0,145	0,100	0,125	0,090	0,120	0,110	0,150	0,170
	$l_{CD}$	м	0,230	0,170	0,200	0,157	0,180	0,110	0,100	0,085
	$l_{DE}$	м	0,170	0,150	0,120	0,160	0,200	0,180	0,110	0,125
	$G_2 = G_3$	Н	50	40	45	35	50	55	60	65
	$G_4$	Н	70	75	80	85	90	80	95	120
$G_5$	Н	30	35	40	45	50	50	45	65	
Момент інерції ланок	$J_{S2} = J_{S4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,015	0,009	0,012	0,017	0,018	0,021	0,011	0,016
	$J_{S3}$	кг·м <sup>2</sup>	0,018	0,012	0,013	0,020	0,020	0,023	0,014	0,018
Сила опору	$F_m$	кН	1,6	1,2	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
Коефіцієнт нерівномірності ходу	$\delta$	-	1/25	1/28	1/30	1/32	1/28	1/30	1/26	1/27
Кут тиску	$\nu$	град	24	26	28	30	24	26	28	30
Хід штовхача	$S$	мм	14	16	18	20	22	24	26	28
Кут робочого профілю кулачка	$\varphi_p$	град	130	140	150	160	170	180	120	135
Ексцентриситет	$e$	мм	8	10	0	8	10	0	0	10
Закон руху штовхача	$N_0$	-	2	3	5	6	7	9	2	3

Завдання 24

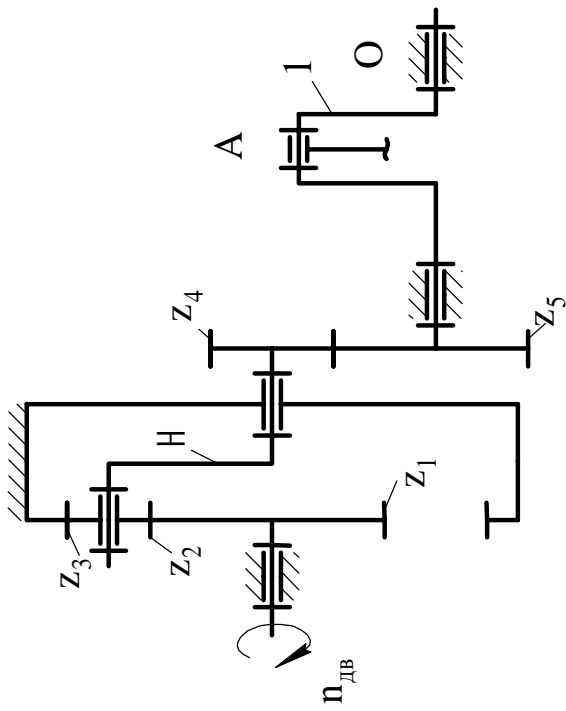


в) Рисунок Ж.24 — Механізми двоступінчастого двоциліндрового повітряного компресора

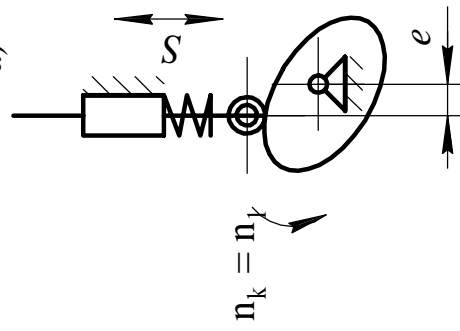
**Таблиця Ж.24 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів двоциліндрового повітряного компресора**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Кутова швидкість обертання вала ел. двигуна	$\omega_{ДВ}$	рад/с	315	310	305	300	300	310	305	300
Число зубців коліс	$Z_4$	-	14	13	12	15	13	14	13	12
	$Z_5$	-	20	19	18	21	18	21	20	19
	$m_1$	мм	3	4	5	3	4	5	3	4
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{ПН}$		4,4	5,2	5,2	4,2	4,3	5,6	4,8	5,8
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
	$L_{AO} = L_{OC}$	м	0,14	0,13	0,15	0,12	0,14	0,15	0,14	0,12
Координати опор	$L_{AB} = L_{CD}$	м	0,55	0,52	0,62	0,48	0,29	0,60	0,56	0,50
	$m_3$	кг	43	50	40	51	42	40	50	44
Маси ланок	$m_2 = m_4$	кг	22	26	19	23	22	20	25	22
	$m_5$	кг	26	32	21	36	29	28	35	25
	$J_{S1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,80	0,85	0,78	0,85	0,80	0,75	0,80	0,70
Моменти інерції ланок	$J_{S2} = J_{S4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,55	0,50	0,60	0,50	0,55	0,60	0,55	0,50
	$J_d$	кг·м <sup>2</sup>	0,10	0,11	0,12	0,09	0,09	0,10	0,11	0,12
	$p_{1max}$	МПа	0,24	0,25	0,26	0,27	0,30	0,28	0,25	0,27
Тиск в циліндрах	$p_{2max}$	МПа	0,80	0,84	0,87	0,90	1,00	0,94	0,84	0,90
	$d_1$	м	0,35	0,37	0,38	0,36	0,31	0,34	0,40	0,38
Діаметр циліндра	$d_2$	м	0,20	0,21	0,22	0,20	0,18	0,20	0,23	0,22
	$\delta$		0,01	0,02	0,01	0,01	0,01	0,02	0,01	0,02
Коеф. нерівномірності руху										
Хід штовхача	$S_{max}$	мм	20	25	18	20	22	25	18	22
Кут тиску	$\nu$	град	20	22	25	24	22	20	22	24
	$e$	мм	8	0	10	0	10	8	6	5
Фазові кути профілю кулачка	$\varphi_{В} = \varphi_{Н}$	град	90	110	120	100	105	110	115	120
	$\varphi_{ДВ}$		15	10	25	20	40	50	45	60
Закон руху	$N$	-	1	2	3	4	5	6	7	8

Завдання 25

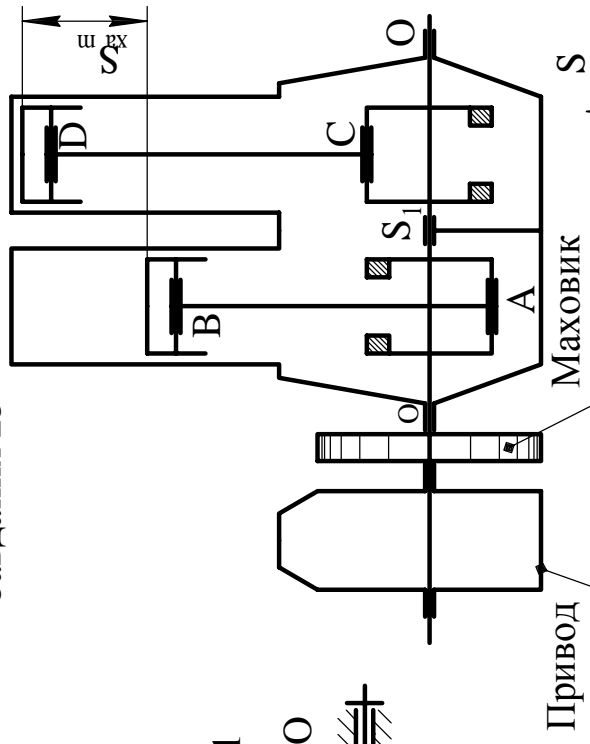


а)



в)

ab – всмоктування  
 bc – стиск  
 cd – робочий хід  
 da – вихлоп



б)

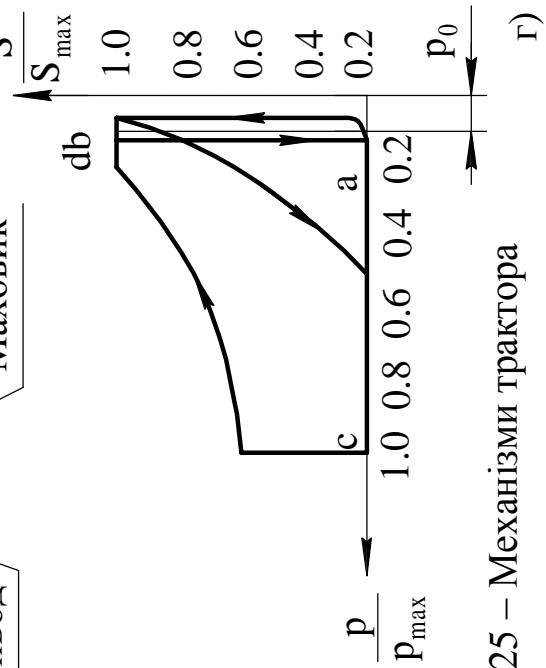


Рисунок Ж.25 – Механізми трактора

а – привод верстата;  
 б – важільний механізм;  
 в – кулачковий механізм;  
 г – індикаторна діаграма

**Таблиця Ж.25 – Вихідні дані для проектування та дослідження механізмів трактора**

Найменування параметрів	Позн.	Од. вим.	Числові значення для варіантів							
			1	2	3	4	5	6	7	8
Частота обертання кривошипа	$n_1$	об/хв	1800	1600	1500	1200	1400	1800	1300	1700
Число зубців коліс	$z_4$	-	14	13	12	11	16	10	11	12
	$z_5$	-	22	25	18	20	24	17	21	16
Модуль коліс передач	$m_1$	мм	5	7	4	5	5	4	7	4
Передаточне відношення планетарного редуктора	$U_{IH}$	-	3	4,5	5	3,5	4	5	5,5	2
Модуль коліс планетарного редуктора	$m_{пл}$	-	1	1,25	2	2,5	3	4	5	1
	$L_{AB} = L_{AC}$	мм	280	240	210	175	140	315	420	380
	$L_{AS2} = L_{AS4}$	мм	95	85	75	60	50	110	140	130
	$L_{OA}$	мм	80	70	60	50	40	90	120	110
Відношення довжини шагуна АВ до довжини кривошипа ОА	$1/\lambda$	-	4,0	3,7	3,8	4,2	4,1	3,9	4,0	3,6
Середня швидкість повзуна	$V_{cp}$	м/с	9,6	9,2	7,0	7,8	7,46	8,4	5,63	11,33
Діаметри поршнів: В,С	$d_3 = d_5$	мм	0,11	0,09	0,10	0,13	0,14	0,10	0,11	0,12
	$m_2 = m_4$	кг	3,2	3,6	4,2	4,5	5,0	5,3	5,8	6,2
Маса ланок	$m_3 = m_5$	кг	3,5	3,2	5,0	5,9	5,5	5,4	7,2	8,0
	$I_{O1}$	кг·м <sup>2</sup>	0,15	0,2	0,24	0,28	0,32	0,36	0,4	0,3
Моменти інерції ланок	$I_{S2} = I_{S4}$	кг·м <sup>2</sup>	0,035	0,04	0,05	0,058	0,06	0,05	0,07	0,08
	$P_{max}$	Н/см <sup>2</sup>	515	500	55	620	590	600	500	580
Максимальний тиск газової суміші на поршень	$\delta$	-	1/70	1/80	1/90	1/90	1/95	1/80	1/40	1/50
Коефіцієнт нерівномірності руху	S	мм	13	10	13	11	14	13	10	15
Хід штовхача	$\nu$	град	25	30	30	25	30	30	25	27
Кут тиску	$\phi_B$	град	90	75	80	100	65	120	75	60
	$\phi_H$	град	20	30	10	30	25	10	10	45
Фазові кути:	$\phi_{BB}$	град	90	110	120	100	90	120	75	120
	N	-	1	2	3	4	5	6	7	8
Закон руху										

## Додаток И

### Геометричний синтез зовнішнього прямозубого евольвентного зубчастого зачеплення

Кафедра МРВ та ОАВ

Студент Петров О. В. Група 2ТМ-06

Задані параметри зубчастих коліс:

$m = 6$  мм;

$z_1 = 13$ ;

$z_2 = 18$ ;

$x_1 = 0.636$ ;

$x_2 = 0.405$ .

Вихідний контур інструментальної рейки за ГОСТ 13755-81

Результати синтезу:

1. Розміри елементів зачеплення

Міжосьова відстань	$A = 98.297$ мм
Кут зачеплення	$A_w = 27.25$ град
Висота зубців	$H = 12.551$ мм
Глибина заходження зубців	$H_3 = 11$ мм
Крок по ділильному колу	$P = 18.84$ мм
Коефіцієнт сприйманого зміщення	$\gamma = 0.88$

**Таблиця И.1 – Значення радіусів кіл шестерні та колеса**

Радіуси кіл	Шестерні	Колеса
Ділильних	39	54
Початкових	41.221	57.075
Основних	36.65	50.747
Западин	35.316	48.93
Виступів	47.867	61.481

**Таблиця И.2 – Товщина зубців по дузі (SD) та хорді (SX) на колі RJ**

J	Шестерня Z1				Колесо Z2			
	RJ	SDJ	SXJ	HXJ	RJ	SDJ	SXJ	HXJ
1	47.867	2.858	2.858	0.021	61.481	4.23	4.229	0,036
2	45.624	6.189	6.184	2.348	59.334	6.803	6.8	2.244
3	43.38	8.894	8.878	4.715	57.187	8.931	8.922	4.468
4	41.137	10.935	10.903	7.093	55.041	10.579	10.563	6.694
5	38.893	12.239	12.189	9.454	52.894	11.681	11.657	8.909
6	36.65	12.552	12.491	11.753	50.747	12.024	11.996	11.09

HXJ – відстань від кола виступів до хорди кола J

SXJ – довжина по хорді кола J

SDJ – довжина по дузі кола J



RJ – радіус кола J

Контрольні параметри:

1. Товщина зуба по дузі ділильного кола, мм:

$$S1 = 12,196, \quad S2 = 11,188;$$

2. Товщина зуба по дузі початкового кола, мм:

$$SW1 = 10,877, \quad SW2 = 9,036;$$

3. Товщина зуба по сталій хорді :

– шестерні  $S1 = 10,771$  на відстані  $H1 = 6,908$  від кола виступів;

– колеса  $S2 = 9,88$  на відстані  $X2 = 5,684$  від кола виступів;

2. Якісні характеристики зачеплення

2.1 Коефіцієнт перекриття  $E = 1,022972$

2.2 Коефіцієнти відносного ковзання та питомого тиску

**Таблиця И.3 – Значення коефіцієнтів відносного ковзання та питомого тиску**

Y(N)	L1(N)	L2(N)	G2(N)
4	-5.5	0.8461539	1.481849
9	-1.888889	0.6538461	0.8335399
13	-.685185	0.4065934	0.635078
18	-0.08333328	0.07692302	0.5556933
22	0.2777778	-0.3846154	0.5334656
27	0.5185186	-1.076923	0.5556933
31	0.6904762	-2.23077	0.6350781
36	0.8194445	-4.538462	0.83354
40	0.9197531	-11.46155	1.481849

Y(N) – поточна координата теоретичної лінії зачеплення

L1(N) – коеф. відносного ковзання шестерні

L2(N) – коеф. відносного ковзання колеса

G2(N) – коеф. відносного тиску

2.3 Контрольні параметри

**Таблиця И.4 – Величина коеф. відносного ковзання практичної лінії зачеплення**

Шестерні		Колеса	
LA1	LB1	LA2	LB2
На початку	У кінці	На початку	У кінці
-1.438236	0.6669161	0.5898674	-2.002247

Розрахунки виконані.

## Додаток К

### Синтез планетарного механізму

Виконавець Петров О. В. Група 2ТМ–06

Вихідні дані:

$U1H= 8.5$  Схема 1

$z1_{min} = 18$

$z1_{max} = 50$

$z2_{min} = 58$

$z2_{max} = 60$

$m1= 3, m2= 3, K = 2, E = 3 \%, N = 0$

### Результати синтезу

	U1H	EX	z1	z2	z3	z4	N обертів
1	8,4444	-0,65	18	58	58	134	0
2	8,5556	0,65	18	59	59	136	0

Розрахунки виконані.

## Додаток Л

### Приклад програми розрахунку зведеного моменту інерції

```
Program kyrsova;
```

```
uses crt;
```

```
const
```

```
W3:array[1..12] of real =(0,2.5,4.2,4.5,5.7,5.5,7.3,3.0,0.7,2.6,5.8,11.2);
```

```
W4:array[1..12] of real =(0,4.5,4.3,3,1.5,2.83,4.3,6.5,2.17,8,7,5.3);
```

```
VS4:array[1..12] of real
```

```
=(0,0.42,0.66,0.8,0.78,0.76,1.22,0.4,0.09,0.78,2.83,4.38);
```

```
Vc:array[1..12] of real
```

```
=(0,0.37,0.64,0.79,0.79,0.7,1.58,0.24,0.08,0.68,2.82,4.34);
```

```
var Izv:array[1..12] of real;
```

```
i:integer;
```

```
as:string;
```

```
q:text;
```

```
begin
```

```
clrscr;
```

```
highVideo;
```

```
TextBackground(9);
```

```
textcolor(15);
```

```
clrscr;
```

```

writeln('r=====');
for i:=1 to 22 do
writeln('
');
writeln('L=====');

window(3,3,78,22);
textbackground(9);
textcolor(15);
clrscr;

writeln(":25,'Розрахунок зведеного моменту інерції');
writeln('Автор програми ст. 2ТМ-06');
writeln('Лозінський Д.О.');
```

i:=1;
For i:=1 to 12 do
begin

Izv[i]:=0.3+0.55\*sqr(W3[i]/14)+6\*sqr(Vs4[i]/14)+0.02\*sqr(W4[i]/14)+38\*sqr(
Vc[i]/14);

```

writeln('Izv= ',Izv[i]:10:6);
readln;
end;
readln;
clrscr;
writeln(":120);
writeln(":20,'Введіть ім'я файла' );
writeln;
writeln(":20,'-----');
gotoxy(25,4);
readln(as);
assign(q,as);
rewrite(q);
writeln(q,":25,'Розрахунок зведеного моменту інерції');
writeln(q,'Автор програми ст. 2ТМ-00');
writeln(q,'Лозінський Д.О.');
```

Writeln(q,":20,'Вихідні дані: ');
Writeln(q,'-----');
Writeln(q,'N | 0 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 |');

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
W3	0	2.5	4.2	4.5	5.7	5.5	7.3	3.0	0.7	2.6	5.8	11.2
W4	0	4.5	4.3	3	1.5	2.83	4.3	6.5	2.17	8	7	5.3

```

Writeln(q,'-----');
```

```

Writeln(q,'VS4| 0 0.42 0.66 0.8 0.78 0.76 1.22 0.4 0.09 0.78 2.83
4.38|');
Writeln(q,'Vc| 0 0.37 0.64 0.79 0.79 0.7 1.58 0.24 0.08 0.68 2.82
4.34|');
Writeln(q,'-----');
Writeln;
Writeln(q,'          M3=24  Is1=0.3 ');
Writeln(q,'          M4=6   Is3=0.35');
Writeln(q,'          M5=38  Is4=0.02');
Writeln;
Writeln;

writeln(q,":20,' Результати розрахунку :  ');
Writeln(q,":19,' Зведений момент інерції:  ');
writeln(q,' ':90);
Writeln(q,'-----');
Writeln(q,'N | 0  1  2  3  4  5  6  7  8  9  10  11  ');
Writeln(q,'-----');
Write(q,'Izv  ');
For i:=1 to 12 do

begin
Write(q,Izv[i]:4:2,' ');
end;
Writeln(q);
Writeln(q,'-----');
writeln;
writeln;
writeln;
Writeln(q,'          Позначення:');
Writeln(q,'  Izv  - зведений момент інерції');
Writeln(q,'  W3   - кутова швидкість третьої ланки');
Writeln(q,'  W4   - кутова швидкість четвертої ланки');
Writeln(q,'  VS4  - швидкість центра ваги четвертої ланки');
Writeln(q,'  Vc   - швидкість точки C');
Writeln(q,'  M5, M4, M3 - відповідні маси ланок ');
Writeln(q,'  Is1  - момент інерції першої ланки');
Writeln(q,'  Is3  - момент інерції третьої ланки');
Writeln(q,'  Is4  - момент інерції четвертої ланки ');

Close(q);
end.

```

## Результати розрахунку зведеного моменту інерції

Виконав: ст. 2ТМ–06 Лозінський Д. О.

Вихідні дані:

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
W3	0	2,5	4,2	4,5	5,7	5,5	7,3	3,0	0,7	2,6	5,8	11,2
W4	0	4,5	4,3	3,0	1,5	2,83	4,3	6,5	2,17	8,0	7,0	5,3
VS4	0	0,42	0,66	0,8	0,78	0,76	1,22	0,4	0,09	0,78	2,83	4,38
Vc	0	0,37	0,64	0,79	0,79	0,7	1,58	0,24	0,08	0,68	2,82	4,34

M3=24    Is1=0.3

M4=6    Is3=0.35

M5=38    Is4=0.02

Результати розрахунку:

Зведений момент інерції:

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Izv	0,3	0,41	0,53	0,6	0,61	0,59	0,63	0,43	0,31	0,69	1,27	3,05

Позначення:

Izv – зведений момент інерції

W3 – кутова швидкість третьої ланки

W4 – кутова швидкість четвертої ланки

VS4 – швидкість центра ваги четвертої ланки

Vc – швидкість точки C

M5, M4, M3 – відповідні маси ланок

Is1 – момент інерції першої ланки

Is3 – момент інерції третьої ланки

Is4 – момент інерції четвертої ланки

## Додаток М

### Синтез коромислового кулачкового механізму

Виконав ст. гр. 2ТМ-06 Петров О. В.

Початкові дані:

$F1 = 69,6$ ;  $F2 = 14,5$ ;  $F3 = 60,9$ ;  $B = 30$ ;  $D1 = 45$ ;  $D3 = 45$ ;  $E = 1$

Номер закону руху штовхача  $N = 5$ ;  $U = 0,5$ .

Параметри механізму координати осі оброблювальної фрези

F	R, мм	A, град	B	B1	B2	UD, град	Rk	X, мм	Y, мм
0	180,00	0,00	0,00	0,00	0,00	18,4	180,0	182,51	-1,89
7	180,69	7,01	0,16	0,07	1,14	23,4	-453,4	181,92	20,28
14	185,54	14,33	1,28	0,28	2,27	35,1	-199,6	182,26	44,02
21	198,71	22,05	4,28	0,59	2,27	45,3	-796,7	186,73	72,76
28	220,54	29,76	9,16	0,79	1,14	46,6	690,8	194,34	108,20
35	246,98	37,01	15,00	0,86	0,00	42,5	315,2	200,34	148,35
42	273,44	43,80	20,84	0,79	-1,14	33,7	179,6	200,50	189,52
49	295,40	50,34	25,72	0,59	-2,27	19,6	107,9	191,46	228,55
56	308,78	56,95	28,72	0,28	-2,27	1,4	102,1	170,70	260,96
63	313,74	63,76	29,84	0,07	-1,14	-9,7	160,8	140,28	284,13
70	314,45	70,69	30,00	0,00	0,00	-13,0	314,4	105,00	299,73
84	314,45	85,19	30,00	0,00	0,00	-13,0	314,4	27,96	316,04
90	313,74	91,31	29,84	-0,08	-1,48	-16,5	135,2	-5,67	316,43
96	308,78	97,55	28,72	-0,32	-2,97	-25,8	81,7	-38,96	308,82
102	295,40	103,99	25,72	-0,67	-2,97	-37,4	66,3	-69,71	289,28
108	273,44	110,50	20,84	-0,91	-1,48	-43,7	-446,0	-94,26	258,90
115	246,98	116,76	15,00	-0,99	0,00	-45,8	9,7	-110,16	223,48
121	220,54	122,56	9,16	-0,91	1,48	-43,8	-6,7	-117,71	188,87
127	198,71	127,90	4,28	0,67	2,97	-34,0	-28,7	-121,59	159,91
133	185,54	133,23	1,28	0,32	2,97	-9,2	-50,6	-128,02	138,18
139	180,69	138,96	0,16	0,08	1,48	11,8	-132,7	-138,42	120,94
145	180,00	145,00	0,00	0,00	0,00	18,4	180,0	-150,02	105,05

Отримані в результаті розрахунків значення

Розрахунковий мінім. радіус початкової шайби  $R1 = 180,451$  мм.

Номінальні розміри, мм.

Міжосьова відстань  $L0 = 360$ . Довжина коромисла  $L3 = 260$ . Радіус початкової шайби  $R1 = 180$ . Найменший кут між стояком і коромислом  $B0 = 28,3$ . Радіус ролика  $Rr = 60$ . Радіус фрези  $Rf = 30$ .

Позначення в таблиці:

F – кут повороту кулачка;

R – радіус-вектор теоретичного профілю кулачка;

A – кутова координата;

B – переміщення коромисла;

B1 – аналог швидкості коромисла;

B2 – аналог прискорення коромисла;

UD – кут тиску;

Rk – радіус кривизни теоретичного профілю;

X, Y – координати положення осі обертання фрези;

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України  
Вінницький національний технічний університет**

**Затверджую**

Зав. кафедри МРВ та ОАВ  
проф. Іскович-Лотоцький Р. Д.

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р

**ІНДИВІДУАЛЬНЕ ЗАВДАННЯ**  
на курсовий проект з дисципліни ТММ

студенту \_\_\_\_\_ Петрову О. В. \_\_\_\_\_ ІнМТ групи \_\_\_\_\_ 2ІМ-06

Найменування проекту \_\_\_\_\_ Проектування та дослідження  
механізмів зубодовбального верстата

Графічна частина проекту повинна складатися з чотирьох креслень формату А1:

- 1 аркуш – геометричний синтез зубчастого зачеплення;
- 2 аркуш – кінематичне та силове дослідження важільного механізму;
- 3 аркуш – визначення моменту інерції маховика;
- 4 аркуш – синтез кулачкового механізму.

Примітки:

1. У випадку виявлення керівником проекту чи комісією із захисту, що курсовий проект виконано студентом не самостійно, то такий проект до захисту не допускається, а студенту видається інше індивідуальне завдання на проект.
2. Числові дані та схема до індивідуального завдання (див. додаток А).

Дата видачі «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

Керівник проекту \_\_\_\_\_ Вірник М. М.  
(Підпис) (П.І.Б.)

Завдання отримав \_\_\_\_\_  
(Підпис студента)

## Зміст

<b>1</b>	<b>Геометричний синтез зовнішнього евольвентного нерівнозмщеного прямозубого зачеплення .....</b>	<b>5</b>
1.1	Вибір коефіцієнтів зміщення та визначення кута зачеплення ....	5
1.2	Визначення геометричних параметрів зубчастого зачеплення ...	6
1.3	Перевірка розрахунків на ЕОМ .....	7
1.4	Креслення елементів зубчастого зачеплення .....	7
1.5	Визначення якісних показників зачеплення .....	9
1.6	Синтез та кінематичний аналіз планетарного механізму .....	11
<b>2</b>	<b>Кінематичне та силове дослідження шарнірно-важільного механізму .....</b>	<b>17</b>
2.1	Структурний аналіз механізму .....	17
2.2	Кінематичний синтез механізму .....	18
2.3	Побудова планів механізму .....	19
2.4	Побудова планів швидкостей .....	20
2.5	Побудова планів прискорень .....	23
2.6	Кінетостатичне дослідження механізму .....	26
2.6.1	Визначення сили корисного опору .....	26
2.6.2	Визначення сил інерції ланок .....	27
2.6.3	Силовий розрахунок групи 4-5 .....	27
2.6.4	Силовий розрахунок групи 2-3 .....	28
2.6.5	Силовий розрахунок вхідного механізму .....	29
2.7	Знаходження зрівноважувального моменту методом Жуковського	29
2.8	Побудова графіка залежності $M_{зр}$ від кута повороту кривошипа $\varphi$	30
<b>3</b>	<b>Визначення моменту інерції маховика .....</b>	<b>32</b>
3.1	Побудова графіка зведеного моменту сил опору .....	32
3.2	Побудова графіка робіт сил опору .....	32
3.3	Побудова графіка надлишкової роботи .....	32
3.4	Побудова діаграми зведених моментів інерції .....	33
3.5	Побудова діаграми Віттенбауера та визначення моменту інерції маховика .....	34
3.6	Визначення геометричних розмірів та маси маховика .....	34

					<b>08-27.КП ТММ.13.03.00ПЗ</b>			
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		<i>Петров О.В</i>			<b>Верстат зубодовбальний</b>	Літ.	Арк.	Аркушів
Перевір.		<i>Вірник М.М.</i>					3	51
Реценз.						<b>2ІМ-06</b>		
Н. Контр.								
Затверд.								



4	<b>Синтез кулачкового механізму</b> .....	36
4.1	Побудова кінематичних діаграм .....	37
4.2	Визначення мінімального радіуса кулачка графічним методом ....	39
4.3	Побудова профілю кулачка .....	40
4.4	Аналітичне визначення радіуса-вектора теоретичного профілю кулачка .....	41
	Література .....	42
	Додатки .....	43
	Додаток А Числові дані та схема до індивідуального завдання ....	44
	Додаток Б Синтез зовнішнього зубчастого зачеплення .....	45
	Додаток В Синтез планетарного механізму .....	47
	Додаток Г Розрахунок зведеного моменту інерції .....	47
	Додаток Д Синтез кулачкового механізму .....	51

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		4

# 1 ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ЗОВНІШНЬОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО НЕРІВНОЗМІЩЕНОГО ПРЯМОЗУБОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

## Задача

Спроекувати передачу зубчасту з кутовою корекцією.

Вихідні дані:

$m = 6$  мм – модуль;

$z_1 = 13$  – число зубців першого колеса;

$z_2 = 18$  – число зубців другого колеса;

$h_a^* = 1$  – коефіцієнт висоти головки зубця;

$h_f^* = 1,25$  – коефіцієнт висоти ніжки зубця;

$c_a^* = 0,25$  – коефіцієнт радіального зазору;

$\rho^* = 0,38$  – коефіцієнт округлення біля ніжки зубця;

$\alpha = 20^\circ$  – кут профілю.

## 1.1 Вибір коефіцієнтів зміщення та визначення кута зачеплення $\alpha_w$

### 1.1.1 Визначаємо передаточне відношення зубчастої передачі

$$U_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{18}{13} = 1,385.$$

1.1.2 Залежно від передаточного відношення і числа зубців першого колеса вибираємо коефіцієнт зрівняльного зміщення  $\Delta y = 0,160$  [додаток Б, табл. Б.3].

1.1.3 Залежно від передаточного відношення і кількості зубців першого і другого коліс вибираємо коефіцієнти зміщення:  $x_1 = 0,636$ ,  $x_2 = 0,405$  [додаток Б, табл. Б.4].

1.1.4 Визначаємо коефіцієнт сприйманого зміщення (зміни міжосьової відстані)

$$y = x_c - \Delta y = 1,041 - 0,16 = 0,881,$$

де  $x_c = x_1 + x_2 = 0,636 + 0,405 = 1,041$ .

1.1.5 Залежно від співвідношення

$$\frac{1000 \cdot x_c}{z_c} = \frac{1000 \cdot 1,041}{31} = 33,5,$$

де  $z_c = z_1 + z_2 = 13 + 18 = 35$ , за номограмою професора Кудрявцева [4] визначаємо кут зачеплення  $\alpha_w = 27^\circ 25'$ .

					08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		5

## 1.2 Визначення геометричних параметрів зубчастого зачеплення

1.2.1 Визначаємо крок зачеплення, мм

$$p = \pi \cdot m = \pi \cdot 6 = 18,85.$$

1.2.2 Визначаємо радіуси ділительних кіл, мм:

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{6 \cdot 13}{2} = 39;$$
$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{6 \cdot 18}{2} = 54.$$

1.2.3 Визначаємо радіуси основних кіл, мм:

$$r_{b_1} = r_1 \cdot \cos \alpha = 39 \cdot 0,93969 = 36,64;$$
$$r_{b_2} = r_2 \cdot \cos \alpha = 54 \cdot 0,93969 = 50,74.$$

1.2.4 Визначаємо товщини зубців, мм:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x_1 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi \cdot 6}{2} + 2 \cdot 0,636 \cdot 6 \cdot 0,364 = 12,19.$$
$$S_2 = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2x_2 \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha = \frac{\pi \cdot 6}{2} + 2 \cdot 0,405 \cdot 6 \cdot 0,364 = 11,18.$$

1.2.5 Визначаємо радіуси западин, мм:

$$r_{f_1} = m \left( \frac{z_1}{2} + x_1 - h_a^* - c^* \right) = 6 \left( \frac{13}{2} + 0,636 - 1 - 0,25 \right) = 35,31;$$
$$r_{f_2} = m \left( \frac{z_2}{2} + x_2 - h_a^* - c^* \right) = 6 \left( \frac{18}{2} + 0,404 - 1 - 0,25 \right) = 48,93.$$

1.2.6 Визначаємо міжосьову відстань, мм:

$$a_w = m \left( \frac{z_c}{2} + y \right) = 6 \left( \frac{31}{2} + 0,881 \right) = 98,28.$$

1.2.7 Визначаємо радіуси початкових кіл, мм:

$$r_{w_1} = r_1 \left( 1 + \frac{2y}{z_c} \right) = 39 \left( 1 + \frac{2 \cdot 0,881}{31} \right) = 41,22;$$
$$r_{w_2} = r_2 \left( 1 + \frac{2y}{z_c} \right) = 54 \left( 1 + \frac{2 \cdot 0,881}{31} \right) = 57,06.$$

					08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		6

1.2.8 Визначаємо висоту зубців, мм:

$$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y) = 6(2 \cdot 1 + 0,25 - 0,160) = 12,54.$$

1.2.9 Визначаємо радіуси вершин зубців, мм:

$$r_{a_1} = m \left( \frac{z_1}{2} + h_a^* + x_1 - \Delta y \right) = 6 \left( \frac{13}{2} + 1 + 0,636 - 0,16 \right) = 47,85;$$

$$r_{a_2} = m \left( \frac{z_2}{2} + h_a^* + x_2 - \Delta y \right) = 6 \left( \frac{18}{2} + 1 + 0,405 - 0,16 \right) = 61,47.$$

### 1.3 Виконуємо перевірку розрахунків на ЕОМ

#### 1.4 Креслення елементів зубчастого зачеплення

1.4.1 Побудову евольвентного зачеплення виконуємо в масштабі М5:1. На лінії центрів коліс від точки Р (полюса зачеплення) відкладаємо радіуси  $r_{w_1}$  і  $r_{w_2}$  початкових кіл та будуємо ці кола.

1.4.2 Проводимо пряму  $N_1N_2$  під кутом  $\alpha_w$ , після чого з центрів коліс  $O_1$  і  $O_2$  відкладаємо перпендикуляри до цієї прямої  $O_1N_1$  та  $O_2N_2$ . Ці відрізки є радіусами основних кіл  $r_{b_1}$  і  $r_{b_2}$ .

1.4.3 Будуємо евольвенти, які описує точка Р прямої  $N_1N_2$  при перекочуванні її по основних колах. При побудові евольвенти 1-го колеса ділимо відрізок  $N_1P$  на чотири рівні частини ( $N_13=32=21=PI$ ) і з точки 3 проводимо дугу радіуса  $3P$  до перетину в точці  $P'$  з основним колом ( $\cup N_1P' = N_1P$ ). Дугу  $N_1P'$  також ділимо на чотири рівні частини ( $\cup P'I' = \cup I'2' = \cup 2'3' \dots$ ). На прямій  $N_1P$  за точкою  $N_1$  відкладаємо відрізки ( $45=56=\dots$ ), рівні  $PI$ , а на основному колі – дуги ( $\cup 4'5' = \cup 5'6' \dots$ ) рівні дузі  $P'I$ . Через точки  $I'; 2'; 3'; 4' \dots$  проводимо перпендикуляри до відповідних радіусів  $O_1I'; O_12'; O_13' \dots$ . На цих перпендикулярах (вони дотикаються до основного кола) відкладаємо відрізки  $I'I''; 2'2''; 3'3'' \dots$ , відповідно рівні відрізкам  $IP, 2P, 3P \dots$ . З'єднуючи послідовно точки  $P'; I''; 2''; 3'' \dots$  плавною кривою, одержуємо евольвенту для 1-го колеса. Аналогічно будуємо евольвенту для 2-го зубчастого колеса.

1.4.4 Будуємо кола виступів обох коліс  $r_{a_1}$  і  $r_{a_2}$ . Знаходимо точки перетину цих кіл з відповідними евольвентами – крайніми точками на профілях головок.

1.4.5 Будуємо кола западин обох коліс  $r_{f_1}$  і  $r_{f_2}$ . Оскільки  $r_{f_1} < r_{b_1}$ , то від основи евольвенти до кола западин проводимо радіальний відрізок, а потім біля основи зубця робимо закруглення радіусом  $0,2m$ .

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				7

Оскільки  $r_{f_2} > r_{b_2}$ , то одержуємо точку перетину кола западин з евольвентою, а потім біля основи робимо закруглення радіусом  $0,2m$ .

1.4.6 Будуємо ділильні кола, одержуємо точку перетину ділильного кола з евольвентою. Від цієї точки відкладаємо вліво дугу, яка рівна половині товщини зубця і через одержану точку проводимо вісь симетрії зубця.

Так само віддзеркалюємо інші точки евольвенти. В результаті отримуємо зубець колеса, по якому вирізаємо з твердого паперу шаблон, яким користуємося при побудові інших зубців. Аналогічно будуємо зубці 2-го колеса. Обов'язковим є побудова трьох зубців кожного колеса.

### Робочі ділянки профілів зубців

Ті ділянки профілів зубців, які беруть участь в зачепленні, називають робочими. Для того, щоб знайти ці ділянки потрібно через точку  $a$  із центром  $O_1$  провести дугу радіусом  $O_1a$  до перетину в точці  $A_1$  з профілем зубця першого колеса і через точку  $b$  із центра  $O_2$  проводимо дугу радіусом  $O_2b$  до перетину з профілем зубця другого колеса. Ділянки  $A_1B_1$  і  $A_2B_2$  профілів зубців є робочими ділянками профілів. Для позначення на кресленні цих ділянок, потрібно провести лінії паралельні  $A_1B_1$  і  $A_2B_2$  на відстані 1,5–2 мм і заштрихувати смужки, які отримали. Довжини робочих ділянок не є однакові, оскільки спряжені профілі зубців перекочуються один по одному з проковзуванням.

### Дуга зачеплення

Кожну з дуг початкових кіл, які перекочуються одна по одній під час зачеплення однієї пари спряжених профілів, називають дугою зачеплення.

Для її побудови через крайні точки  $A_1$  і  $B_1$  робочої ділянки першого колеса проводимо за напрямом угнутості нормалі  $A_1a'$  і  $B_1b'$  до цього профілю. Знаходимо точки  $a_1$  і  $b_1$  перетину цих нормалей з початковим колом першого колеса. Дуга  $a_1b_1$  є дугою зачеплення на початковому колі першого колеса. Аналогічно будуємо дугу зачеплення  $a_2b_2$  на початковому колі другого колеса.

Довжину  $k$  дуги зачеплення визначають за формулою  $k = \frac{L}{\cos \alpha}$ , де

$L$  – довжина активної частини лінії зачеплення ( $\overline{ab}$ ).

Для визначення дуги зачеплення графічним шляхом потрібно через крайні точки  $a$  і  $b$  активної лінії зачеплення провести перпендикуляри до неї до перетину в точках  $a'$  і  $b'$  з загальною дотичною до початкових кіл. Відрізок  $a'b'$  рівний довжині  $k$  дуги зачеплення.

								Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ			8

## 1.5 Визначення якісних показників зачеплення

### 1.5.1 Коефіцієнти перекриття $\varepsilon$

Коефіцієнтом перекриття називають відношення довжини  $\widehat{ab}$  дуги зачеплення до довжини кроку  $P_b$  на основних колах коліс:

$$\varepsilon = \frac{\widehat{ab}}{P_b} = \frac{\overline{ab}}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}.$$

Оскільки  $\widehat{ab} = \overline{ab} = \frac{L}{M}$ , то

$$\varepsilon = \frac{\widehat{ab}}{P_b} = \frac{L/M}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \frac{102/5}{\pi \cdot 6 \cdot 0,9369} = 1,17,$$

де  $M$  – масштаб побудови зачеплення.

Цією формулою зручно користуватись, оскільки зачеплення двох коліс вже викреслено і довжину  $L(\overline{ab})$  можна виміряти.

Коефіцієнт перекриття можна визначити також за формулою

$$\begin{aligned} \varepsilon_{an} &= \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} = \\ &= \frac{\sqrt{47,9^2 - 36,6^2} - \sqrt{61,5^2 - 50,7^2} - 98,3 \cdot 0,4578}{\pi \cdot 6 \cdot 0,9369} = 1,173. \end{aligned}$$

Коефіцієнт перекриття не повинен бути меншим одиниці.

### 1.5.2 Коефіцієнт відносного ковзання

Характеристикою шкідливого впливу проковзування є коефіцієнти  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  відносного ковзання, які визначаються за формулами

$$\lambda_1 = 1 + i_{21} - \frac{e}{x} i_{21};$$

$$\lambda_2 = 1 + i_{12} - \frac{e}{e-x} i_{12},$$

де  $e = N_1 N_2$  – довжина теоретичної лінії зачеплення,

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{18}{13} = 1,385;$$

$$i_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{13}{18} = 0,722,$$

де  $x$  – відстань від точки  $N_2$  відраховуємо в напрямку до точки  $N_1$ .

					08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		9

Користуючись цими формулами, складаємо таблицю значень  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$ .  
Для прикладу, якщо  $x = 13$  мм, то

$$\lambda_1 = 1 + 0,722 - \frac{38}{13} \cdot 0,722 = -0,68;$$

$$\lambda_2 = 1 + 1,385 - \frac{38}{(48-13)} \cdot 1,385 = 0,406.$$

За допомогою програми, складеної для ЕОМ, отримуємо всі інші значення  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$ , наведені в роздруківці (див. додаток Б) і які можна подати у вигляді таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Значення коефіцієнтів відносного ковзання

$x$ , мм	4	9	13	18	22	27	31	36
$\lambda_1$	-5,5	-1,88	-0,68	-0,08	0,27	0,51	0,69	0,82
$\lambda_2$	0,85	0,65	0,40	0,07	-0,38	-1,07	-2,23	-4,54

Через будь-яку точку  $O$  лінії  $O_1N_2$  проводимо вісь абсцис  $Ox$ , паралельну прямій  $N_1N_2$ . Тоді лінія  $ON_2$  буде віссю ординат.

Користуючись даними таблиці 1.1 будуємо діаграми  $\lambda_1 = f(x)$  і  $\lambda_2 = f(x)$ .

Для того щоб виділити ті частини діаграм, які вказують значення  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$  для робочих ділянок профілів, потрібно через точки  $a$  і  $b$  провести перпендикуляри до лінії зачеплення, які відокремлюють на діаграмах шукані ділянки (заштриховані на кресленні).

### 1.5.3. Коефіцієнт питомого тиску

Цей коефіцієнт знаходиться при розрахунку зубців коліс на контактну міцність і визначається за формулою:

$$\gamma = \frac{m \cdot e}{x(e - x)},$$

де  $m$  – модуль зачеплення,  $e = N_1N_2$ .

При  $x = 4$  мм

$$\gamma = \frac{6 \cdot 38}{6 \cdot (38 - 4)}.$$

Таблиця 1.2 - Значення коефіцієнтів питомого тиску

$x$ , мм	4	9	13	18	22	27	31	36
$\gamma$	1,48	0,83	0,63	0,55	0,53	0,55	0,63	0,83

Користуючись цими даними будуємо діаграму  $\gamma = \gamma(x)$ .

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>			Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата				10

## 1.6 Синтез та кінематичний аналіз планетарного механізму

### Задача

Виконати синтез планетарної передачі, яка входить до складу приводу (рис.1.1), за такими вихідним даними:

- частота обертання електродвигуна:  $n_{ДВ} = 1902$  об/хв;
- частота обертання кривошипа робочої машини:  $n_{КР} = 134$  об/хв;
- кількість зубців коліс:  $z_1 = 13$ ,  $z_2 = 18$ ;
- модуль планетарного механізму  $m_{ПЛ} = 3$  мм.

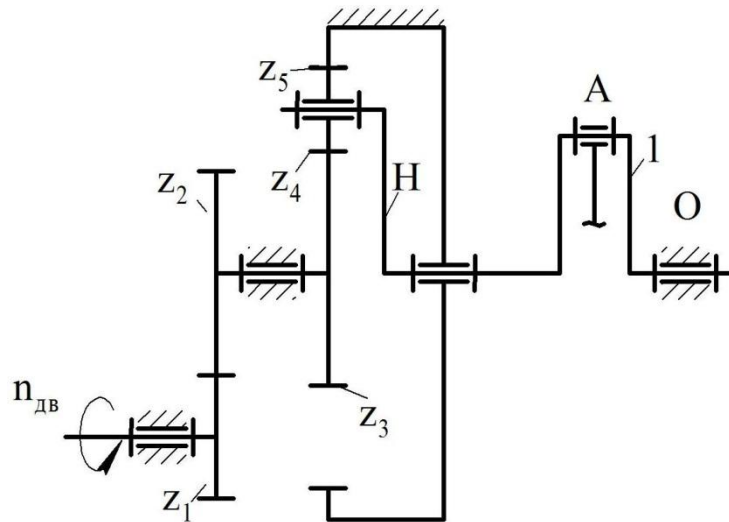


Рисунок 1.1 – Схема привода

Визначаємо передаточне відношення планетарного редуктора  $U_{3H}^5$ .

Оскільки передаточне відношення від двигуна до робочої машини

$U_{ЗАГ}$ :

$$U_{ЗАГ} = U_{12} \cdot U_{3H}^5 = \frac{z_2}{z_1} \cdot U_{3H}^5 = \frac{n_{ДВ}}{n_{КР}} = \frac{1902}{134} = 14,2,$$

то передаточне відношення планетарного редуктора

$$U_{3H}^5 = \frac{U_{ЗАГ}}{U_{12}} = \frac{14,2}{1,385} = 10,2.$$

де  $U_{12} = 1,385$  (див. п. 1.1.1).

В зв'язку з тим, що передаточне число планетарного редуктора  $U_{3H}^5 = 10,2$ , і враховуючи те, що схема Джеймса забезпечує передаточні відношення менше 9, нашу схему необхідно розбити на дві, з меншими передаточними відношеннями. Для отримання планетарних редукторів з однаковими геометричними параметрами розраховуємо передаточне відношення:

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				11



$$U_{3H}^5 = U_{3'H'}^{5'} = \sqrt{10,2} = 3,2.$$

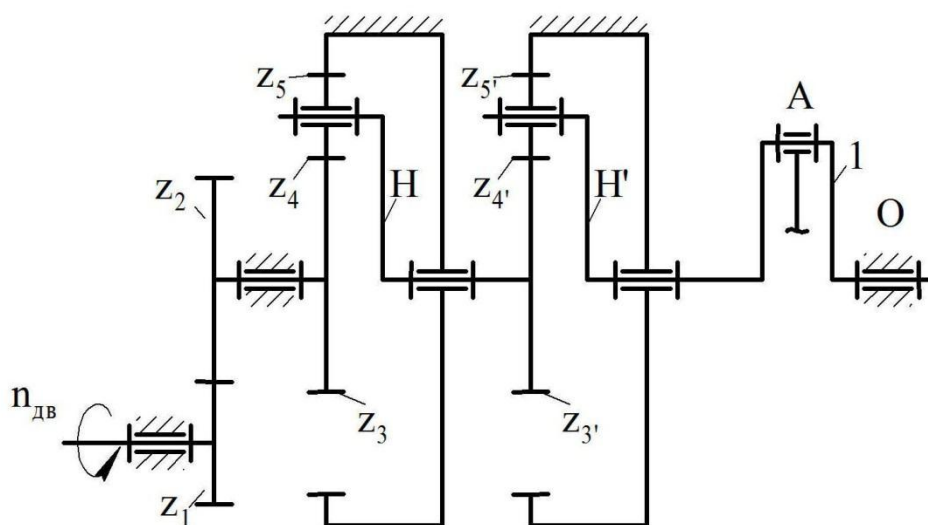


Рисунок 1.2 – Повна схема привода

Розраховуємо кутові швидкості на валах привода:

– кутова швидкість на валу двигуна,  $c^{-1}$ :

$$\omega_{ДВ} = \frac{\pi \cdot n_{ДВ}}{30} = \frac{\pi \cdot 1902}{30} = 199,2;$$

– кутова швидкість кривошипа,  $c^{-1}$ :  $\omega_{КР} = \frac{\omega_{ДВ}}{U_{3AG}} = \frac{199,2}{14,2} = 14;$

– кутова швидкість на вході в перший планетарний редуктор,  $c^{-1}$ :

$$\omega_3 = \omega_2 = \frac{\omega_{ДВ}}{U_{12}} = \frac{199,2}{1,385} = 143,8;$$

– кутова швидкість водила першого планетарного редуктора та кутова швидкість на вході другого планетарного редуктора,  $c^{-1}$ :

$$\omega_H = \omega_{3'} = \frac{\omega_3}{U_{3H}^5} = \frac{143,8}{3,2} = 44,9;$$

– кутова швидкість водила другого планетарного редуктора,  $c^{-1}$ :

$$\omega_{H'} = \omega_{КР} \text{ або } \omega_{H'} = \frac{\omega_{3'}}{U_{3'H'}^{5'}} = \frac{44,9}{3,2} = 14.$$

### 1.6.1 Безмашинний розрахунок числа зубців планетарного редуктора

Розрахунок числа зубців планетарного механізму можна реалізувати методом перебору варіантів та їх аналізу.

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		12

Із співвідношення  $U_{3H}^5 = 1 + \frac{z_5}{z_3}$  знаходимо необхідне відношення чисел зубців  $\frac{z_5}{z_3} = U_{3H}^5 - 1 = 3,2 - 1 = 2,2$ .

В передачі бажано використати нульові колеса, тому для коліс з зовнішніми зубцями, повинна витримуватись умова  $- z_{\min} \geq 17$ , для коліс з внутрішніми зубцями приймають  $- z_{\min} \geq 85$ .

Тобто, число зубців  $z_3, z_4$  вибирають з ряду 17, 18, 19, ..., а число зубців  $z_3 = 85, 86, 87, \dots$

Прийнявши  $z_3 = 40$ , маємо

$$z_5 = (U_{3H}^5 - 1) \cdot z_3 = (3,2 - 1) \cdot 40 = 2,2 \cdot 40 = 88,$$

що задовольняє вимогу  $z_{\min} = 85$ .

Визначимо  $z_4$  з умови співвісності:

$$z_5 = z_3 + 2 \cdot z_4; [1] \text{ або } z_4 = \frac{z_5 - z_3}{2} = \frac{88 - 40}{2} = 22.$$

Перевіряємо передачу на умову складання:

$$\frac{z_3 U_{3H}^5}{k} (1 + pk) = N,$$

де  $U_{3H}^5$  – передаточне відношення редуктора;  $p = 0, 1, 2, 3, \dots$  – ціле число повних обертів водила;  $N = 1, 2, 3, \dots$  – будь-яке ціле число. [1];  $k$  – кількість сателітів. Вибираємо кількість сателітів 4.

$\frac{40 \cdot 3,2}{4} \cdot (1 + 1 \cdot 4) = 160$ , вибрані числа зубців не задовольняють умову складання.

Перевіряємо на умову сусідства:

$$\sin \frac{180^\circ}{k} > \frac{z_4 + 2}{z_3 + z_4}, \sin \frac{180^\circ}{4} > \frac{22 + 2}{22 + 40} \Rightarrow \sin 45^\circ > \frac{24}{62} \Rightarrow 0,7071 > 0,375.$$

Умова сусідства виконується. Отже,  $z_3 = 18, z_4 = 22, z_5 = 88$ .

### 1.6.2 Синтез планетарного механізму з застосуванням ЕОМ

Приймаємо:

- планетарна передача за схемою 1;
- кількість сателітів  $k = 4$ ;
- допустима похибка величини  $U_{3H}^5 : E = 3\%$ ;
- модулі коліс:  $m = 3$  мм;
- зона пошуку  $z_{3\min} = 18, z_{3\max} = 50; z_{4\min} = 20, z_{4\max} = 60$ .

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				13

### 1.6.3 Аналіз результатів синтезу на ЕОМ

Прийняті вихідні дані задовольняють декілька варіантів механізмів (див. додаток В), серед яких найменші розміри будуть у планетарного редуктора з числами зубців коліс  $z_3 = 40$ ,  $z_4 = 22$ ,  $z_5 = 88$ .

Визначаємо фактичне передаточне відношення:

$$U_{3H}^{\Phi} = 1 + \frac{z_5}{z_3} = 1 + \frac{88}{40} = 3,2.$$

Визначаємо похибку:

$$\Delta U_{3H} = \frac{U_{3H}^{\Phi} - U_{3H}}{U_{3H}} \cdot 100\% = \frac{3,2 - 3,2}{3,2} \cdot 100\% = 0.$$

Приймаємо цей варіант механізму за розрахунковий.

### 1.6.4 Визначаємо коефіцієнт корисної дії (ККД)

ККД планетарного механізму визначаємо за формулою

$$\eta_{3H} = 1 - \left| 1 - \frac{1}{U_{3H}^5} \right| \cdot \varphi_H = 1 - \left| 1 - \frac{1}{3,2} \right| \cdot 0,05 = 0,95,$$

де  $\varphi_H = 0,05$ .

### 1.6.5 Кінематичний аналіз планетарного механізму

1.6.5.1 Визначаємо значення абсолютних  $\omega_4$ ,  $\omega_{4'}$  і відносної  $\omega_{4H}$ ,  $\omega_{4'H'}$  кутових швидкостей ланок *аналітичним методом*:

Для обчислення  $\omega_4$  скористаємось формулою Вілліса:

$$U_{34}^H = \frac{\omega_3 - \omega_H}{\omega_4 - \omega_H},$$

$$\text{де } U_{34}^H = -\frac{z_4}{z_3} = -\frac{22}{40} = -0,55.$$

Звідки:

$$\omega_4 = \frac{\omega_3 - \omega_H (1 - U_{34}^H)}{U_{34}^H} = \frac{143,8 - 44,9(1 + 0,55)}{-0,55} = -134,9,$$

$$\omega_{4'} = \frac{\omega_{3'} - \omega_{H'} (1 - U_{3'4'}^{H'})}{U_{3'4'}^{H'}} = \frac{44,9 - 14(1 + 0,55)}{-0,55} = -42,18.$$

Кутова швидкість блока сателітів відносно водила:

$$\omega_{4H} = \omega_4 - \omega_H = -134,9 - 44,9 = -179,8,$$

$$\omega_{4'H'} = \omega_{4'} - \omega_{H'} = -42,18 - 14 = -56,18.$$

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				14

1.6.5.2 *Графічний метод* визначення кутових швидкостей (див. п. 1.8).

Визначаємо розміри планетарного механізму, мм:

$$d_3 = d_{3'} = m \cdot z_3 = 3 \cdot 40 = 120,$$

$$d_4 = d_{4'} = m \cdot z_4 = 3 \cdot 22 = 66.$$

$$d_5 = d_{5'} = m \cdot z_5 = 3 \cdot 88 = 264.$$

Схему механізму креслимо з масштабним коефіцієнтом

$$\mu_L = \frac{r_3}{L(r_3)} = \frac{0,06}{30} = 0,002 \text{ м/мм.}$$

Графічний метод зводиться до побудови трикутника лінійних швидкостей кожного колеса і знаходження з них  $\omega_i$ .

Колова швидкість колеса  $z_3$ , м/с:

$$\vartheta_A = \omega_3 \cdot r_3 = 143,8 \cdot 0,06 = 8,6,$$

Пряма  $OA'$  утворює з вертикаллю кут  $\varphi_3$  і є лінією розподілу швидкостей точок на радіусі колеса  $z_3$ . Колесо  $z_5$  є нерухоме, тому через точку  $O$  проходить вісь миттєвого обертання блока сателіта з колесом  $z_4$ .

На блоці коліс відомі швидкості точок  $O$  і  $B$ , тому  $B'A'$  є прямою розподілу швидкостей для коліс  $z_3$  і  $z_4$ , які утворюють кут  $\varphi_4$  з вертикаллю. Швидкість осі  $O_2$  колеса виражається відрізком  $BB'$ . З'єднуючи точку  $B'$  і вісь  $O$ , знаходимо пряму розподілу швидкостей для водила  $H$ , яка утворює кут  $\varphi_5$  з вертикаллю.

Для отримання наочного уявлення про кутові швидкості коліс планетарного механізму будуюмо діаграму кутових швидкостей.

Проводимо довільну горизонтальну лінію. З точки  $F$ , яка відкладається на довільній відстані від цієї лінії, під відповідними кутами  $\varphi_5, \varphi_4, \varphi_3$  до вертикалі проводимо промені до перетину з цією лінією. Отримуємо точки перетину  $d, c, b, a$ , які визначають відрізки  $dc, cb, ca$ , довжина яких пропорційна кутовій швидкості відповідних ланок.

Масштаб залежить від довжини відрізка  $cF$ .

Довжина вектора  $(AA')$  колової швидкості  $\vartheta_A$  прийнята 60 мм, а відрізок  $(cF) = 30$  мм.

Тоді масштабний коефіцієнт, (м/с)/мм:

$$\mu_\vartheta = \frac{\vartheta_A}{AA'} = \frac{8,6}{60} = 0,1433,$$

На кресленні діаграми кутових швидкостей коліс знаходимо масштабний коефіцієнт  $\mu_\omega$ , що розраховується за формулою,  $\text{с}^{-1}/\text{мм}$ :

$$\mu_\omega = \frac{\mu_\vartheta}{\mu_L(cF)} = \frac{0,1433}{0,002 \cdot 30} = 2,39.$$

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				15

З креслення знаходимо довжини відрізків, мм:

$$cd = -26, ca = 160, cb = 21.$$

Визначаємо кутові швидкості всіх ланок графічним методом,  $c^{-1}$ :

$$\omega'_3 = ca \cdot \mu_\omega = 60 \cdot 2,39 = 143,5;$$

$$\omega'_4 = cd \cdot \mu_\omega = -56 \cdot 2,39 = -135,1;$$

$$\omega'_H = cb \cdot \mu_\omega = 19 \cdot 2,39 = 44,7;$$

$$\omega'_{4H} = \omega'_4 - \omega'_H = -135,1 - 44,7 = -179,8.$$

**1.6.6 Обчислюємо похибку при визначенні кутових швидкостей, отриманих графічним і аналітичним методами:**

$$\Delta\omega_3 = \frac{\omega_3 - \omega'_3}{\omega_3} \cdot 100\% = \frac{143,8 - 143,5}{143,8} \cdot 100\% = 0,21\%,$$

$$\Delta\omega_4 = \frac{\omega_4 - \omega'_4}{\omega_4} \cdot 100\% = \frac{-139,9 + 135,1}{-134,9} \cdot 100\% = 0,15\%,$$

$$\Delta\omega_H = \frac{\omega_H - \omega'_H}{\omega_H} \cdot 100\% = \frac{44,9 - 44,7}{44,9} \cdot 100\% = 0,45\%,$$

$$\Delta\omega_{4H} = \frac{\omega_{4H} - \omega'_{4H}}{\omega_{4H}} \cdot 100\% = \frac{-179,8 + 179,8}{-179,8} \cdot 100\% = 0\%.$$

					08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		16

## 2 КІНЕМАТИЧНЕ ТА СИЛОВЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ШАРІРНО-ВАЖІЛЬНОГО МЕХАНІЗМУ

### 2.1 Структурний аналіз механізму

Прийемо такі умовні позначення ланок механізму (рис. 2.1): 1 – кривошип  $O_2A$ , 2 – камінь куліси, 3 – куліса  $BA$ , 4 – шатун  $BC$ , 5 – повзун.

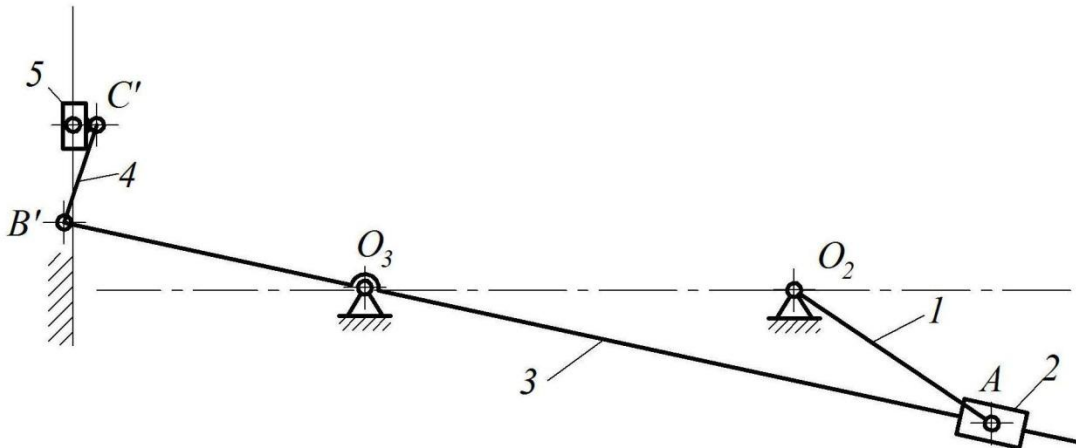


Рисунок 2.1 – Структурна схема механізму

**Таблиця 2.1 – Характеристика кінематичних пар (КП)**

Найменування КП	O	A <sub>2</sub>	A <sub>3</sub>	B	C	D <sub>5</sub>	D <sub>0</sub>
Ланки КП	0-1	1-2	2-3	3-1	3-4	4-5	0-5
Клас КП	5	5	5	5	5	5	5
Характер руху	Обертальний	Обертальний	Поступальний	Поступальний	Поступальний	Поступальний	Поступальний

За формулою Чебишева визначимо ступінь рухомості механізму:

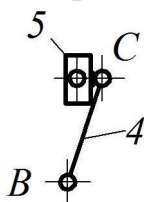
$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де  $n = 5$  – кількість рухомих панок;  $p_5 = 7$  – кількість кінематичних пар V класу;  $p_4 = 0$  – кількість кінематичних пар IV класу.

$$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0.$$

Це означає, що в даному механізмі має бути одна початкова ланка. За початкову, згідно з умовою завдання, приймаємо кривошип 1, розкладаємо механізм на структурні групи, розпочинаючи з найбільш віддаленої групи Ассура.

Відокремлюємо ланцюг, який складається з ланок (4–5)

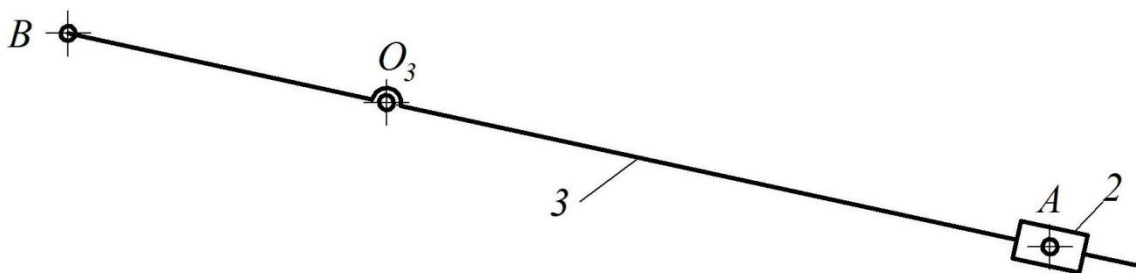


1)  $n = 2$ ;  $p_5 = 3$ ; 2)  $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$

Група Ассура  $II_2^2$  (2 клас, 2 порядок, 2 вид).

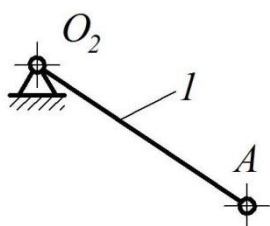
					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		17

Відокремлюємо ланцюг, який складається з ланок (2–3)



1)  $n = 2$ ;  $p_5 = 3$ ; 2)  $W = 3n - 2p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0$ .

Група Ассура  $II_3^2$  (2 клас, 2 порядок, 3 вид).



Кривошип 1 разом зі стояком  $O_2$  утворюють механізм I класу.

В цілому механізм, який розглядаємо, є механізмом II класу. Для такого механізму можна записати структурну формулу будови:

$$I (0 - 1) \rightarrow II_3^2 (2 - 3) \rightarrow II_2^2 (4 - 5),$$

де цифрою  $I$  позначено механізм 1-го класу, цифрою  $II$  – клас групи. Номери ланок, що входять до складу механізму 1-го класу та груп, взято у дужки.

## 2.2 Кінематичний синтез механізму

*Задача* кінематичного синтезу механізму полягає в тому, щоб за заданим кінематичним параметром визначити розміри ланок механізму, яких не вистачає.

Для заданого механізму відомо: коефіцієнт зміни середньої швидкості  $K_\omega = 2,2$  довбача, міжосьова відстань  $L_{O_2O_3} = 0,25$  м, хід повзуна  $H = 0,2$  м і максимально допустимий кут тиску  $[v] = 30^\circ$ . Необхідно знайти розміри ланок  $O_2A$ ,  $O_3B$ ,  $BC$  (рис. 2.2.).

За коефіцієнтом  $K_\omega$  визначаємо кут:

$$\theta = 180^\circ \frac{K_\omega - 1}{K_\omega + 1} = 180^\circ \frac{2,2 - 1}{2,2 + 1} = 67^\circ,$$

$\theta$  – кут між крайніми положеннями куліси.

Тоді довжина кривошипа буде дорівнювати, мм:

$$L_{O_2A} = L_{O_2O_3} \cdot \sin \frac{\theta}{2} = 0,25 \cdot \sin 33,5^\circ = 0,138.$$

Розмір ланки  $O_3B$  знаходимо за формулою, мм:

								Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>			18

$$L_{O_3B} = \frac{H}{2 \cdot \sin \frac{\theta}{2}} = \frac{0,2}{2 \cdot \sin 33,5^\circ} = 0,18.$$

Довжина шатуна 4 виражається через заданий максимальний допустимий кут тиску:

$$L_{BC} = \frac{f}{2 \cdot \sin[\nu]},$$

де  $f = L_{O_3B} \cdot \left(1 - \cos \frac{\theta}{2}\right)$ .

Отже, довжина шатуна 4 дорівнює:

$$L_{BC} = \frac{f}{2 \cdot \sin[\nu]} = \frac{L_{O_3B} \cdot \left(1 - \cos \frac{\theta}{2}\right)}{2 \cdot \sin[\nu]} = \frac{0,18 \cdot \left(1 - \cos \frac{67}{2}\right)}{2 \cdot \sin 30^\circ} = 0,06,$$

Креслимо механізм відповідно до розмірів, отриманих після розрахунку (рис. 2.2.)

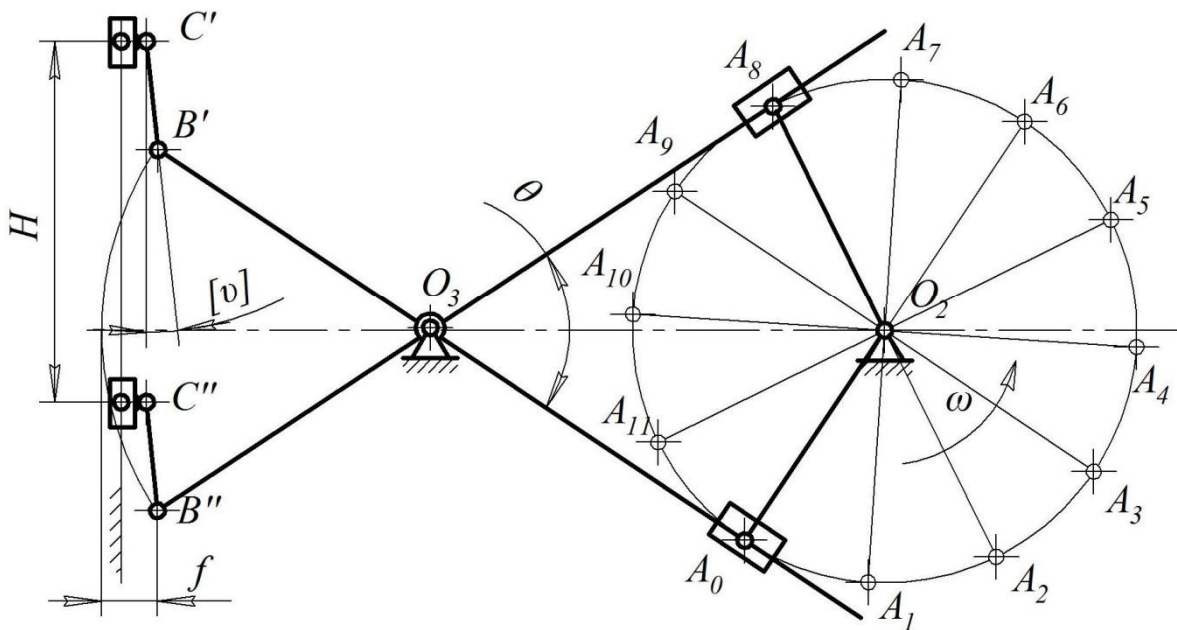


Рисунок 2.2 – Кінематичний синтез механізму

### 2.3 Побудова планів механізму

Кінематичну схему механізму будуємо в масштабі, м/мм

$$\mu_L = \frac{L_{O_2O_3}}{(O_2O_3)} = \frac{0,25}{125} = 0,002,$$

								Арк
								19
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ			



де  $L_{O_2O_3}$  – дійсна відстань між двома шарнірами, м;  $(O_2O_3)$  – довжина відрізка, мм, яка відображає відстань між двома шарнірами на плані механізму.

Побудову кінематичної схеми починаємо з відкладання відстані між двома шарнірами, точок  $O_2$  і  $O_3$ . Будуємо коло з центром в точці  $O_2$  і радіусом  $O_2A$  ( $O_2A = \frac{L_{O_2A}}{\mu_L}$ , аналогічно знаходяться всі інші відрізки, які відображають лінійні розміри механізму). Через точку  $O_3$  проводимо дотичні до кола, на які опускаємо перпендикуляри з точки  $O_2$ . Отримуємо крайні положення куліси. Від одержаної точки  $A_0$  траєкторію руху точки  $A$  розбиваємо на 12 рівних частин і нумеруємо одержані точки в напрямі обертання кривошипа. Тим же методом засічок будуємо всі інші 11 положень механізму.

#### 2.4 Побудова планів швидкостей

Побудову планів швидкостей розглянемо на прикладі 3-го положення механізму. З полюса  $P_9$  (рис. 2.3) плану швидкостей за напрямом обертання кривошипа перпендикулярно  $O_2A$  відкладаємо в масштабі вектор швидкості точки  $A$ , величина якого, м/с:

$$\mathcal{G}_{A_1} = \omega_1 \cdot L_{O_2A} = 14 \cdot 0,138 = 1,93,$$

де  $\omega_1$  – кутова швидкість кривошипа ( $\omega_1 = \omega_{\text{кр}} = 14 \text{ с}^{-1}$  розрахована в пункті 1.1.6).

Приймаємо довжину відрізка, який відображає вектор швидкості точки  $A$ ,  $P_9a_{12} = 128,7$  мм. Тоді масштаб плану швидкостей, м/(с·мм):

$$\mu_9 = \frac{\mathcal{G}_A}{(P_9a_{1,2})} = \frac{1,93}{128,7} = 0,015.$$

Швидкість точки  $A_3$ , яка лежить на кулісі  $AB$  і в даний момент збігається з точкою  $A$ , що належить кулісі 3 чи повзуну 2, визначаємо з системи рівнянь:

$$\begin{cases} \vec{\mathcal{G}}_{A_3} = \vec{\mathcal{G}}_{A_2} + \vec{\mathcal{G}}_{A_3A_2}; \\ \vec{\mathcal{G}}_{A_3} = \vec{\mathcal{G}}_{O_3} + \vec{\mathcal{G}}_{A_3O_3}. \end{cases}$$

Розв'язуємо цю систему векторних рівнянь графічним методом. З точки  $a_{12}$ , кінця вектора  $P_9a$ , проводимо пряму паралельну ланці  $AB$ , а з точки  $O_3$ , яка збігається з полюсом  $P_9$ , проводимо пряму перпендикулярну до  $AB$ . На перетині цих прямих одержуємо точку  $a_3$ . З'єднуємо полюс  $P_9$  з точкою  $a_3$  вектором  $P_9a_3$ , який відображає швидкість  $\vec{\mathcal{G}}_{A_3}$  точки  $A_3$ .

Використовуючи теорему подібності, знаходимо положення точки  $b$  на плані швидкостей, попередньо записавши пропорцію:

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				20

$$\frac{(AO_3)}{(O_3B)} = \frac{P_9 a_3}{P_9 b},$$

тоді  $P_9 b = \frac{(O_3B) \cdot P_9 a_3}{(AO_3)} = \frac{90 \cdot 111,4}{188} = 53,5.$

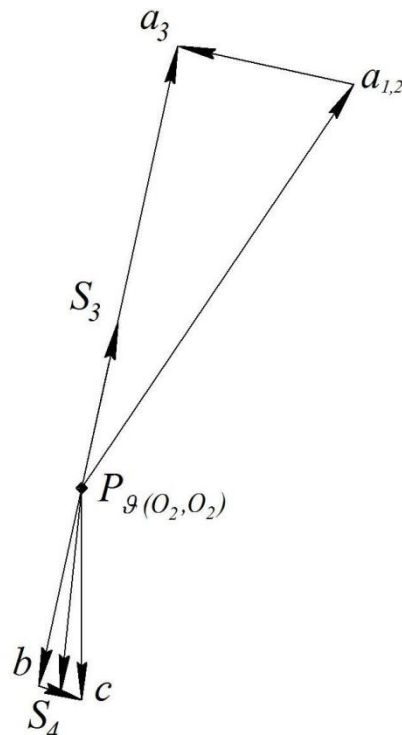


Рисунок 2.3 – План швидкостей для 3-го положення

Відклавши від точки  $P_9$  на продовженні відрізка  $a_3 P_9$  відрізок  $P_9 b$ , знаходимо положення точки  $b$ , поєднавши яку з полюсом, отримаємо в масштабі  $\mu_9$  швидкість точки  $B$ .

Швидкість точки  $C$ , яка належить відповідно стояку 0 і повзуну 5, можна виразити через швидкості точок  $B$  і  $C_0$ . Вектор швидкості точки  $B$  відомий за величиною і за напрямом; швидкість точки  $C_0 - \mathcal{G}_{C_0} = 0$ . Тоді можна записати векторні рівняння:

$$\begin{cases} \vec{\mathcal{G}}_C = \vec{\mathcal{G}}_B + \vec{\mathcal{G}}_{BC}; \\ \vec{\mathcal{G}}_C = \vec{\mathcal{G}}_{C_0} + \vec{\mathcal{G}}_{CC_0}. \end{cases}$$

На плані швидкостей з точки  $b$  проводимо перпендикулярно до ланки  $BC$  пряму, яка визначає напрям швидкості  $\mathcal{G}_{BC}$ , а з полюса проводимо лінію паралельно напрямній, що визначає напрям швидкості точки  $C$  відносно стояка. Відрізки  $bc$  і  $P_9 c$  у масштабі  $\mu_9$  відображають вектори швидкостей  $\mathcal{G}_{BC}$  і  $\mathcal{G}_C$ .

Положення центрів ваги ланок 3 і 4 знаходимо із рівнянь, мм:  
 $CS_4 = 0,5 \cdot CB = 0,5 \cdot 30 = 15$ ,  $O_3 S_3 = 0,5 \cdot O_3 B = 0,5 \cdot 90 = 45$ .

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		21

Для визначення дійсних значень величин швидкостей вимірюємо відповідні відрізки в мм на плані швидкостей і множимо їх на масштабний коефіцієнт  $\mu_g$ .

Абсолютні швидкості, м/с:

$$g_{A_2} = (P_9 a_2) \cdot \mu_g = 120 \cdot 0,015 = 1,9,$$

$$g_{A_3} = (P_9 a_3) \cdot \mu_g = 111,4 \cdot 0,015 = 1,7,$$

$$g_B = P_9 b \cdot \mu_g = 53,5 \cdot 0,015 = 0,8,$$

$$g_C = P_9 c \cdot \mu_g = 52,93 \cdot 0,015 = 0,79.$$

Відносні швидкості, м/с:

$$g_{A_2 A_3} = (P_9 a_2 a_3) \cdot \mu_g = 44,6 \cdot 0,015 = 0,7,$$

$$g_{BC} = bc \cdot \mu_g = 11,89 \cdot 0,015 = 0,18,$$

Для визначення швидкостей центрів мас  $S_4$  ланки  $BC$  і  $S_3$  куліси 3 з'єднаємо відповідні точки з полюсом  $P_9$ . Отримані відрізки  $P_9 S_4$ ,  $P_9 S_3$  відображають швидкості  $\vec{g}_{S_3}$  і  $\vec{g}_{S_4}$ :

$$g_{S_3} = P_9 S_3 \cdot \mu_g = 26,8 \cdot 0,015 = 0,4,$$

$$g_{S_4} = P_9 S_4 \cdot \mu_g = 52,8 \cdot 0,015 = 0,8.$$

Визначаємо кутові швидкості ланок 3 і 4. Кутова швидкість ланки 3 дорівнює,  $s^{-1}$ :

$$\omega_3 = \frac{g_{A_3}}{L_{A_3 O_3}} = \frac{g_{A_3}}{(A_3 O_3) \cdot \mu_L} = \frac{1,7}{188 \cdot 0,002} = 4,5.$$

Щоб визначити напрям кутової швидкості  $\omega_3$ , розглянемо обертання ланки 3 відносно точки  $O_3$ . Напрямок руху точки  $A_3$  відносно точки  $O_3$  визначається вектором швидкості  $\vec{g}_{A_3 O_3}$ . Подумки переносимо цей вектор у точку  $A_3$  механізму. Отже, ланка  $AB$  відносно точки  $O_3$  обертається проти годинникової стрілки.

Кутову швидкість ланки 4 визначаємо за формулою,  $s^{-1}$ :

$$\omega_4 = \frac{g_{BC}}{L_{BC}} = \frac{0,18}{0,06} = 3,$$

Напрямок кутової швидкості  $\omega_4$  знаходимо за допомогою умовного переносу вектора швидкості  $g_{CB}$  в точку  $B$ . Отже, ланка  $BC$  навколо точки  $B$  обертається за годинниковою стрілкою.

Плани швидкостей для інших положень механізму будемо аналогічно. Отримані значення відрізків, які відображають вектори швидкостей наведені у табл. 2.2, і значення швидкостей наведені у табл. 2.3.

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		22

Таблиця 2.2 – Довжини відрізків планів швидкостей, мм

Положення	$P_9S_4$	$P_9S_3$	$a_2a_3$	bc	$P_9c$	$P_9a_3$	$P_9a_1$
0	0	0	0	0	0	0	128,7
1	28,3	17,1	107	17,7	24,7	52	128,7
2	44	23,5	80,2	17,5	42,5	90	128,7
3	52,7	26,8	44,5	11,8	52,9	111	128,7
4	53,4	41,6	5,79	0,58	53	119	128,7
5	50,4	27	35,1	11,5	46,7	114	128,7
6	81,6	38,8	89,9	88,6	105	150	128,7
7	26,5	19,3	101	26,2	15,4	63	128,7
8	6,13	8,75	119	8,58	5,53	15	128,7
9	52,2	31,2	107	32,2	45,4	53	128,7
10	94,4	47,7	8,74	13,9	94	59	128,7
11	145	77,4	92,5	68,2	144	116	128,7

Таблиця 2.3 – Дійсні значення кутових швидкостей, ( $c^{-1}$ ) та лінійних швидкостей, (м/с) точок і ланок механізму

Положення	$\omega_3$	$\omega_4$	$\mathcal{G}_{S_4}$	$\mathcal{G}_{S_3}$	$\mathcal{G}_{A_2A_3}$	$\mathcal{G}_{BC}$	$\mathcal{G}_C$	$\mathcal{G}_{A_3}$	$\mathcal{G}_{A_1}$
0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,9
1	2,55	4,5	0,42	0,26	1,62	0,27	0,37	0,79	1,9
2	4,2	4,3	0,66	0,35	1,2	0,26	0,64	1,3	1,9
3	4,5	3	0,8	0,4	0,7	0,18	0,79	1,7	1,9
4	5,74	1,5	0,78	0,62	0,09	0,09	0,79	1,78	1,9
5	5,54	2,83	0,76	0,4	0,53	0,17	0,7	1,72	1,9
6	7,26	4,3	1,22	0,58	1,35	0,26	1,58	2,25	1,9
7	3	6,5	0,4	0,29	1,53	0,39	0,24	0,95	1,9
8	0,7	2,17	0,09	0,13	1,78	0,13	0,08	0,22	1,9
9	2,58	8	0,78	0,47	1,6	0,48	0,68	0,8	1,9
10	5,8	7	2,83	1,43	2,86	0,42	2,82	1,8	1,9
11	11,2	5,3	4,38	2,32	2,77	0,32	4,34	3,5	1,9

## 2.5 Побудова планів прискорень

Визначимо прискорення точки  $A$ . Через те, що кривошип обертається рівномірно, точка  $A$  має тільки нормальне прискорення, яке напрямлене вздовж ланки  $O_2A$  до центра обертання. Значення цього прискорення,  $м/с^2$ :

$$a_{A_2} = \omega_1^2 \cdot l_{O_2A} = 14^2 \cdot 0,138 = 27,2.$$

Прийmemo довжину відрізка ( $P_a a_1$ ), який відображає вектор прискорення точки  $A$  таким, що дорівнює 200 мм. Тоді масштаб плану прискорень,  $м/мм \cdot c^2$ :

$$\mu_a = \frac{a_{A_1}}{(P_a a_{12})} = \frac{27,2}{200} = 0,136.$$

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		23

З довільної точки  $P_a$ , яка прийнята за полюс плану прискорень, відкладаємо паралельно планці  $O_2A$  вектор  $P_a a_2$  (рис. 2.3).

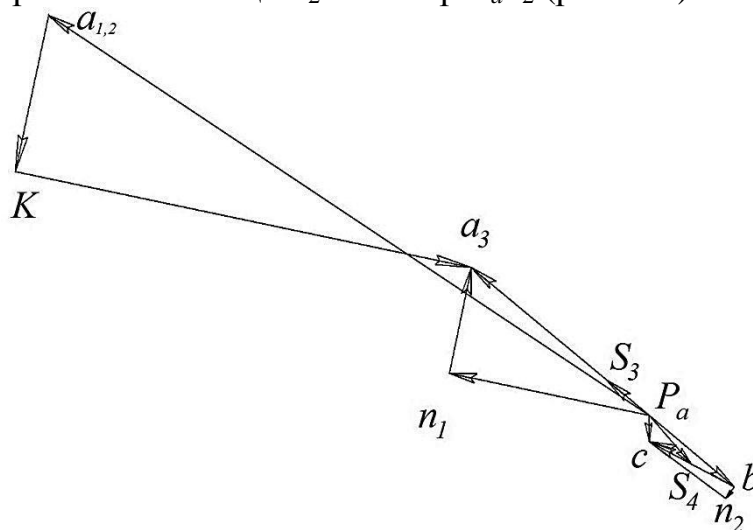


Рисунок 2.3 – План прискорень для 3-го положення

Розглянемо рух точки  $A_3$  з кулісою  $AB$  і повзуном 2 та складемо векторні рівняння:

$$\begin{cases} \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{A_2} + \vec{a}_{A_2 A_3}^k + \vec{a}_{A_3 A_2}^r; \\ \vec{a}_{A_3} = \vec{a}_{O_3} + \vec{a}_{A_3 O_3}^n + \vec{a}_{A_3 O_3}^r, \end{cases}$$

де  $\vec{a}_{A_3 O_3}^n$  – вектор нормального прискорення точки  $A_3$  при обертанні ланки 3 відносно точки  $O_3$  – має напрям уздовж ланки до умовного центра обертання  $O_3$ ;  $\vec{a}_{A_3 O_3}^r$  – вектор дотичного прискорення точки  $A_3$  при обертанні ланки 3 відносно точки  $O_3$ ;  $\vec{a}_{A_2 A_3}^k$  – вектор коріолісового (поворотного) прискорення точки  $A_3$  відносно точки  $O_3$ . Напрямок вектора  $\vec{a}_{A_2 A_3}^k$  визначається напрямом вектора відносної швидкості  $\vec{g}_{A_2 A_3}$ , що повернений на  $90^\circ$  в бік обертання куліси (правило М. Є. Жуковського).

Визначаємо значення нормального і коріолісового прискорень, м/с<sup>2</sup>:

$$a_{A_3 O_3}^n = \frac{g_{A_3}^2}{L_{O_3 A_3}} = \frac{g_{A_3}^2}{O_3 A_3 \cdot \mu_L} = \frac{1,7^2}{187 \cdot 0,002} = 7,7,$$

$$a_{A_2 A_3}^k = 2 \cdot \omega_3 \cdot g_{A_2 A_3} \cdot \sin 90^\circ = 2 \cdot 4,5 \cdot 0,67 \cdot 1 = 6,03.$$

Тоді відрізки, що відображають їх на плані прискорень, мм:

$$(P_a n_1) = \frac{a_{A_3 O_3}^n}{\mu_a} = \frac{7,7}{0,136} = 56,6,$$

$$(a_2 k) = \frac{a_{A_2 A_3}^k}{\mu_a} = \frac{6,03}{0,136} = 44,3,$$

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		24

За отриманими значеннями будемо план прискорень для знаходження прискорення точки  $A_3$ . Для цього з точки  $a_2$  відкладаємо відрізок  $a_2k$  перпендикулярно до  $O_3A_3$ , ставимо точку  $k$ .

З полюса  $P_a$  відкладаємо відрізок паралельно до  $O_3A_3$ , ставимо точку  $n_1$ . З отриманих точок проводимо промені: паралельно  $O_3A_3$  через точку  $k$ , перпендикулярно до вектора  $\overrightarrow{P_a n_1}$  через точку  $n_1$ . Точка перетину цих променів і є шукана точка  $a_3$ . З'єднуємо прямою полюс  $P_a$  і отриману точку – отримуємо пряму, що визначає прискорення точки  $A_3$ . А відрізок  $n_1a_3$  визначає тангенційне прискорення точки  $A_3$ . Виміряємо на кресленні відстані  $P_a a_3$  і  $n_1 a_3$ , та за допомогою масштабного коефіцієнта знайдемо значення прискорень точки  $A_3$ :

$$a_{A_3 O_3}^r = (n_1 a_3) \cdot \mu_a = 30 \cdot 0,136 = 4,08,$$

$$a_{A_3} = (P_a a_3) \cdot \mu_a = 64 \cdot 0,136 = 8,7.$$

Прискорення точки  $B$ , яка належить кулісі 3, визначаємо за теоремою подібності планів прискорень, склавши пропорцію

$$\frac{P_a b}{O_3 B} = \frac{P_a a_3}{O_3 A_3}.$$

Звідки

$$P_a b = \frac{P_a a_3 \cdot O_3 B}{O_3 A_3} = \frac{64 \cdot 90}{187} = 30,8.$$

Відкладаючи відрізок  $P_a b$  на продовженні відрізка  $P_a a_3$  і, з'єднавши точку  $b$  з полюсом  $P_a$ , отримаємо величину і напрям вектора прискорення точки  $B$ :

$$a_B = (P_a b) \cdot \mu_a = 30,8 \cdot 0,136 = 4,2.$$

Для визначення прискорення точки  $C$  складемо векторні рівняння:

$$\begin{cases} \vec{a}_C = \vec{a}_B + \vec{a}_{CB}^n + \vec{a}_{CB}^r; \\ \vec{a}_C = \vec{a}_{C_0} + \vec{a}_{CC_0}. \end{cases}$$

Тут  $\vec{a}_{BC}^n$  – вектор нормального прискорення точки  $C$ ;  $a_{C_0}$  – прискорення стояка,  $a_{C_0} = 0$ .

Обчислимо значення вектора нормального прискорення, мм:

$$bn_2 = \frac{a_{BC}^n}{\mu_a} = \frac{g_{BC}^2}{L_{BC} \cdot \mu_a} = \frac{0,18^2}{0,06 \cdot 0,136} = 4.$$

Від точки  $b$  на плані прискорень відкладаємо паралельно до  $BC$  відрізок  $bn_2$  і отримаємо точку  $n_2$ . Через полюс  $P_a$  проводимо промінь паралельний стояку, а через точку  $n_2$  проведем промінь, перпендикулярний до прямої  $bn_2$ . Точку перетину цих променів позначимо  $c$ . З'єднаємо точки  $c$  і  $b$ .

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				25

Виміряємо відрізки:  $P_{ac}$  і  $cn_2$ . Тоді:

$$a_c = P_{ac} \cdot \mu_a = 7,2 \cdot 0,136 = 0,98,$$

$$a_{cB}^r = n_2 c \cdot \mu_a = 26,4 \cdot 0,136 = 3,6.$$

Знаючи положення центрів мас  $S_3$  і  $S_4$  за аналогією з планом швидкостей, знаходимо за правилом подібності точки  $S_3$  і  $S_4$  на плані прискорень. З'єднавши отриману точки з полюсом плану прискорень, обчислюємо прискорення центра мас куліси і ланки  $BC$ :

$$a_{S_3} = P_a S_3 \cdot \mu_a = 15,4 \cdot 0,136 = 2,$$

$$a_{S_4} = P_a S_4 \cdot \mu_a = 17,9 \cdot 0,136 = 2,43.$$

Кутове прискорення кривошипа  $\varepsilon_1 = 0$ , тому що ланка обертається рівномірно. Значення кутового прискорення куліси,  $c^{-2}$ :

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{A_3O_3}^r}{L_{A_3O_3}} = \frac{a_{A_3O_3}^r}{A_3O_3 \cdot \mu_L} = \frac{4,08}{187 \cdot 0,002} = 10,9.$$

А ланки  $BC$ :

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{BC}^r}{L_{BC}} = \frac{a_{BC}^r}{BC \cdot \mu_L} = \frac{3,6}{30 \cdot 0,002} = 60.$$

Для визначення напрямку вектора  $\varepsilon_3$  переносимо умовно вектор  $\vec{a}_{A_3O_3}^r$  у точку  $A$ . Розглядаємо рух ланки 3 відносно точки  $O_3$ . У нашому випадку вектор  $\vec{a}_{A_3O_3}^r$  має напрям вліво. Отже,  $\varepsilon_3$  напрямлене проти годинникової стрілки. Аналогічно визначаємо напрям  $\varepsilon_4$ .

## 2.6 Кінетостатичне дослідження механізму

До задач кінетостатичного дослідження відносять:

- знаходження зовнішніх сил, що діють на ланки механізму;
- визначення реакцій у кінематичних парах;
- знаходження зрівноважувальної сили або моменту, прикладених до ведучої ланки.

*Вихідні дані.*

Сила корисного опору  $F_{ko} = 2150$  Н.

Маси ланок:  $m_3 = 24$  кг,  $m_4 = 6$  кг,  $m_5 = 38$  кг.

Моменти інерції ланок :  $J_{S_3} = 0,35$  кг·м<sup>2</sup>,  $J_{S_4} = 0,02$  кг·м<sup>2</sup>.

### 2.6.1 Визначення сили корисного опору

Силу корисного опору (силу різання) визначаємо за заданою діаграмою  $F_{ko} = F_{ko}(S_C)$ . Креслимо цю діаграму у масштабі, показавши значення сил у відповідних положеннях механізму. Щоб полегшити розмітку осі абсцис цієї діаграми, відрізок  $[S_{max}]$  вибираємо таким, що дорівнює максимальній ординаті  $y_{max}$  діаграми  $s = s(t)$ .

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				26

Масштаб по осі ординат, Н/мм:

$$\mu_F = \frac{F_{\max}}{(F_{\max})} = \frac{2150}{43} = 50.$$

Згідно із завданням на курсовий проект сила  $F_{ko}$  діє тільки при русі повзуна  $C$  вниз, тобто у положеннях 1–7.

### 2.6.2 Визначення сил інерції ланок

Сили інерції ланок визначаємо за формулою  $\vec{F}_i = -m \cdot \vec{a}_{S_i}$ , моменти сил інерції  $\vec{M}_i = -J_{S_i} \cdot \vec{\varepsilon}_i$ . Знак мінус у цих формулах означає, що сила інерції напрямлена протилежно напрямку прискорення центра мас  $\vec{a}_{S_i}$ , а моменти сил інерції – протилежно напрямку кутового прискорення  $\vec{\varepsilon}_i$ .

Тоді величини сил інерції ланок, Н:

$$F_{i_3} = m_3 \cdot a_{S_3} = 24 \cdot 2 = 48,$$

$$F_{i_4} = m_4 \cdot a_{S_4} = 6 \cdot 2,43 = 14,6,$$

$$F_{i_5} = m_5 \cdot a_C = 38 \cdot 0,98 = 37,2.$$

Знайдемо сили інерції, які замінюють момент інерції, що діє на ланку 4,  $(\text{кг} \cdot \text{м}^2)/\text{с}^2$ :

$$F'_{i_4} = F''_{i_4} = \frac{M_{i_4}}{L_{BC}},$$

де  $M_{i_4} = J_{S_4} \cdot \varepsilon_4 = 0,02 \cdot 60 = 1,2$ .

Аналогічно знаходимо момент інерції  $M_{i_3}$ :

$$M_{i_3} = J_{S_3} \cdot \varepsilon_3 = 0,35 \cdot 10,9 = 3,8,$$

$$\text{Звідси, } F'_{i_4} = F''_{i_4} = \frac{M_{i_4}}{L_{BC}} = \frac{1,2}{0,06} = 20 \text{ Н.}$$

### 2.6.3 Силевий розрахунок групи 4-5

Визначення реакцій в кінематичних парах починаємо з аналізу групи 4-5. Прикладаємо до ланок 4 і 5 всі зовнішні сили, включаючи сили інерції. Дію ланок 0 і 3, заміняємо реакціями  $R_{04}$  і  $R_{34}$ .

Реакцію  $R_{04}$  прикладаємо в центрі повзуна  $C$ . Напрямок вибираємо перпендикулярно до стояка.

Оскільки ланка  $BC$  і куліса 3 з'єднані у шарнірі, то реакцію  $R_{34}$  розкладаємо на нормальну і дотичну.

Знайдемо сили тяжіння, що діють на дану групу Ассур, прийнявши  $g = 10 \text{ м/с}^2$ :

$$G_4 = m_4 \cdot g = 6 \cdot 10 = 60, \quad G_5 = m_5 \cdot g = 38 \cdot 10 = 380.$$

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				27



Складаючи рівняння рівноваги, визначаємо тангенційну складову реакції  $R_{34}^r$ :

$$\sum M_C = 0, F'_{i_4} \cdot BC - R_{34}^r \cdot BC - F_{i_4} \cdot h_{F_{i_4}} + G_4 \cdot h_{G_4} = 0.$$

У цьому рівнянні невідомою є  $R_{34}^r$ , яку ми знаходимо, розв'язавши це рівняння (тут  $h$  – плече прикладання відповідної сили  $F$ ):

$$R_{34}^r = \frac{F'_{i_4} \cdot BC - F_{i_4} \cdot h_{F_{i_4}} + G_4 \cdot h_{G_4}}{BC} = \frac{20 \cdot 60 - 14,6 \cdot 24,8 + 60 \cdot 8,6}{60} = 22,6,$$

Невідомі сили  $R_{34}^n$  і  $R_{04}$  знаходимо, побудувавши силовий багатокутник, відкладаючи відрізки, що відповідають значенням відповідних сил у вибраному масштабі, Н/мм:  $\mu_F = \frac{F_{ko}}{(F_{ko})} = \frac{2150}{215} = 10$ .

Послідовність побудови силового багатокутника для даної групи Ассура буде виглядати таким чином:

$$\vec{R}_{34}^r + \vec{G}_4 + \vec{F}_{i_4} + \vec{F}_{i_5} + \vec{G}_5 + \vec{F}_{ko} + \vec{R}_{34}^n + \vec{R}_{04} = 0.$$

З креслення вимірюємо довжину відрізків і визначаємо сили, Н:

$$R_{34}^n = L_{R_{34}^n} \cdot \mu_F = 62,3 \cdot 10 = 623, R_{04} = L_{R_{04}} \cdot \mu_F = 179,2 \cdot 10 = 1792.$$

#### 2.6.4 Силовий розрахунок групи 2-3

Зображуємо групу разом з прикладеними силами. Ланка  $BC$  виконує нерівномірний рух відносно точки  $C$ , тоді момент і силу інерції замінюємо однією силою, що прикладається в точку кочення  $K$ . Знаходимо положення точки  $K$ , м:

$$L_{O_3K} = L_{BS_3} + \frac{J_{S_3}}{m_3 \cdot l_{BS_3}} = 0,09 + \frac{0,35}{24 \cdot 0,09} = 0,162.$$

$$\text{В масштабі, мм: } O_3K = \frac{L_{O_3K}}{\mu_L} = \frac{0,162}{0,002} = 81.$$

Складемо рівняння рівноваги для знаходження реакції  $R_{23}$ , Н:

$$\sum M_{O_3} = 0; -F_{i_3} \cdot h_{F_{i_3}} + R_{23} \cdot h_{R_{23}} - R_{43} \cdot h_{R_{43}} - G_3 \cdot h_{G_3} = 0.$$

$$R_{23} = \frac{R_{43} \cdot h_{R_{43}} + G_3 \cdot h_{G_3} + F_{i_3} \cdot h_{F_{i_3}}}{h_{R_{23}}} = \frac{1792 \cdot 86,8 + 240 \cdot 44 + 48 \cdot 37}{186,8} = 899.$$

Визначаємо повну реакцію  $R_{03}$ , будуючи силовий багатокутник, залишаючи попередній масштабний коефіцієнт.

$$\vec{R}_{43} + \vec{G}_3 + \vec{F}_{i_3} + \vec{R}_{12} + \vec{R}_{03} = 0.$$

З креслення вимірюємо довжину відрізка і визначаємо силу:

$$R_{03} = L_{R_{03}} \cdot \mu_F = 247,4 \cdot 10 = 2474.$$

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		28

### 2.6.5 Силовий розрахунок вхідного механізму

Для побудови вхідного механізму використаємо дані з 1-го розділу пояснювальної записки, а саме: радіуси початкових та основних кіл зубчастого зачеплення. Проводимо пряму, дотичну до основних кіл, а точки дотику  $N_1$  і  $N_2$  з'єднаємо з центрами відповідних кіл. Отже, ми отримали схему замінювального механізму, ланками якого є  $O_1N_1$ ,  $N_1N_2$ ,  $N_2O_2$ .

В одному масштабі з замінювальним механізмом будуємо кривошип  $O_2A$  відповідно до досліджуваного 3-го положення. На кривошип  $O_2A$  діють такі сили: реакція  $R_{21}$ , реакція  $R_{01}$ .

Для рівноваги ланки 1, крім цих сил, необхідно врахувати ще зрівноважувальну силу  $F_{3P}$ , яку прикладаємо в точці  $N_2$  перпендикулярно до ланки  $N_2O_2$ .

Зрівноважувальну силу визначаємо з умови рівноваги кривошипа відносно точки  $O_2$ :

$$\sum M_{O_2} = 0; F_{3P} \cdot (O_2N_2) - R_{21} \cdot h_{R_{21}} = 0.$$

Тоді

$$F_{3P} = \frac{R_{21} \cdot h_{R_{21}}}{(O_2N_2)} = \frac{899 \cdot 114,3}{62,5} = 1645,5.$$

Для визначення реакції  $R_{01}$  будуємо план сил у масштабі  $\mu_F = \frac{F_{3P}}{(F_{3P})} = \frac{1923}{96} = 20$ , Н/мм. На підставі векторного рівняння:

$$\vec{F}_{3P} + \vec{R}_{21} + \vec{R}_{01} = 0.$$

З креслення вимірюємо довжину відрізка і визначаємо силу, Н:

$$R_{01} = L_{R_{01}} \cdot \mu_F = 66 \cdot 20 = 1320.$$

### 2.7 Знаходження зрівноважувального моменту методом Жуковського

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

- побудувати план швидкостей для 3-го положення, повернутий на  $90^\circ$ ;
- знайти на плані точки, що відповідають точкам плану положень, до яких прикладено сили;
- на повернутий план швидкостей перенесемо сили, що діють на ланки механізму, причому зрівноважувальний момент замінемо силою, прикладеною до плеча  $P_9N_2$ , визначеного за умовою подібності із пропорції. ( див. рис. 2.4);
- складаємо рівняння рівноваги, розглядаючи план швидкостей, як жорсткий важіль (суму моментів шукаємо відносно полюса  $P_9$ ).

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				29

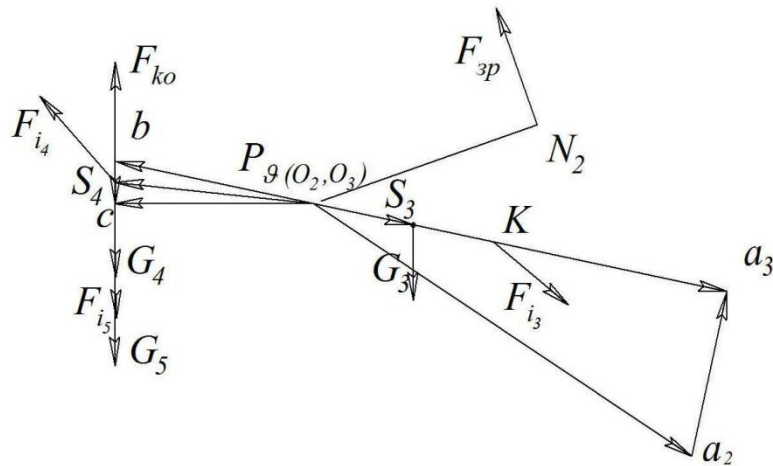


Рисунок 2.4 – Важіль Жуковського

$$\sum M_{F_{P9}} = 0.$$

$$-F_{ko} \cdot h_{F_{ko}} + G_4 \cdot h_{G_4} + F_{i_5} \cdot h_{F_{i_5}} + G_5 \cdot h_{G_5} - F_{i_4} \cdot h_{F_{i_4}} + F_{i_3} \cdot h_{F_{i_3}} - G_3 \cdot h_{G_3} - F_{3p} \cdot h_{F_{3p}} = 0.$$

Тоді

$$F_{3p} = \frac{F_{ko} \cdot h_{F_{ko}} - G_4 \cdot h_{G_4} - F_{i_5} \cdot h_{F_{i_5}} - G_5 \cdot h_{G_5} + F_{i_4} \cdot h_{F_{i_4}} - F_{i_3} \cdot h_{F_{i_3}}}{h_{F_{3p}}} +$$

$$+ \frac{G_3 \cdot h_{G_3}}{h_{F_{3p}}} = \frac{2150 \cdot 58,6 - 60 \cdot 58,6 - 37,2 \cdot 58,6 - 380 \cdot 58,6 + 14,6 \cdot 35,2}{62,5} -$$

$$- \frac{48 \cdot 22,5}{62,5} + \frac{240 \cdot 26,2}{62,5} = 1659.$$

Визначимо похибку:

$$\Delta = \left| \frac{F_{3p}^{\mathcal{J}} - F_{3p}}{F_{3p}^{\mathcal{J}}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{1659 - 1645,5}{1659} \right| \cdot 100\% = 0,8\% .$$

Отже, похибка в межах норми.

## 2.8 Побудова графіка залежності $M_{3p}$ від кута повороту кривошипа $\varphi$

Для побудови цього графіка необхідно знати значення зрівноважувального моменту для всіх 12-ти положень механізму. Для цього на плани швидкостей перенесемо у відповідні точки повернуті на  $90^\circ$  сили корисного опору та тягіння.

Для прикладу розраховуємо зрівноважувальну силу та момент для 2-го положення.

$$\sum M_{P_9} = 0; G_3 \cdot h_{G_3} + F_{ko} \cdot h_{F_{ko}} - F_{3p} \cdot h_{F_{3p}} - G_4 \cdot h_{G_4} = 0.$$

								Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>			30

$$F_{3P} = \frac{G_3 \cdot h_{G_3} + F_{ko} \cdot h_{F_{ko}} - G_4 \cdot h_{G_4}}{h_{F_{3P}}} = \frac{240 \cdot 21,86 + 2150 \cdot 42,6 - 60 \cdot 44,5}{128,7} = 732.$$

$$M_{3P} = F_{3P} \cdot L_{O_2A} = 732 \cdot 0,138 = 101, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Аналогічні розрахунки проводимо для інших положень механізму.  
Результати розрахунків наведено у таблиці 2.4.

Таблиця 2.4 – Значення зрівноважувальних сил та моментів

Положення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
F <sub>3P</sub> , Н	0	427	732	901	950	807	743	280	7	27	95,86	137,3
M <sub>3P</sub> , Н·м	0	58,9	101	124,3	131,1	111,4	102,5	38,6	0,97	3,7	13,2	18,9

За даними таблиці будемо графік залежності M<sub>3P</sub> від φ (рис. 2.5), попередньо визначивши масштаби.

$$\mu_\varphi = \frac{2 \cdot \pi}{(0-12)} = \frac{2 \cdot 3,14}{295} = 0,02, \text{ рад/мм}, \quad \mu_{M_{3P}} = \frac{M_{\max}}{y_{\max}} = \frac{131,1}{78,5} = 1,67, \text{ Н}\cdot\text{м/мм}.$$

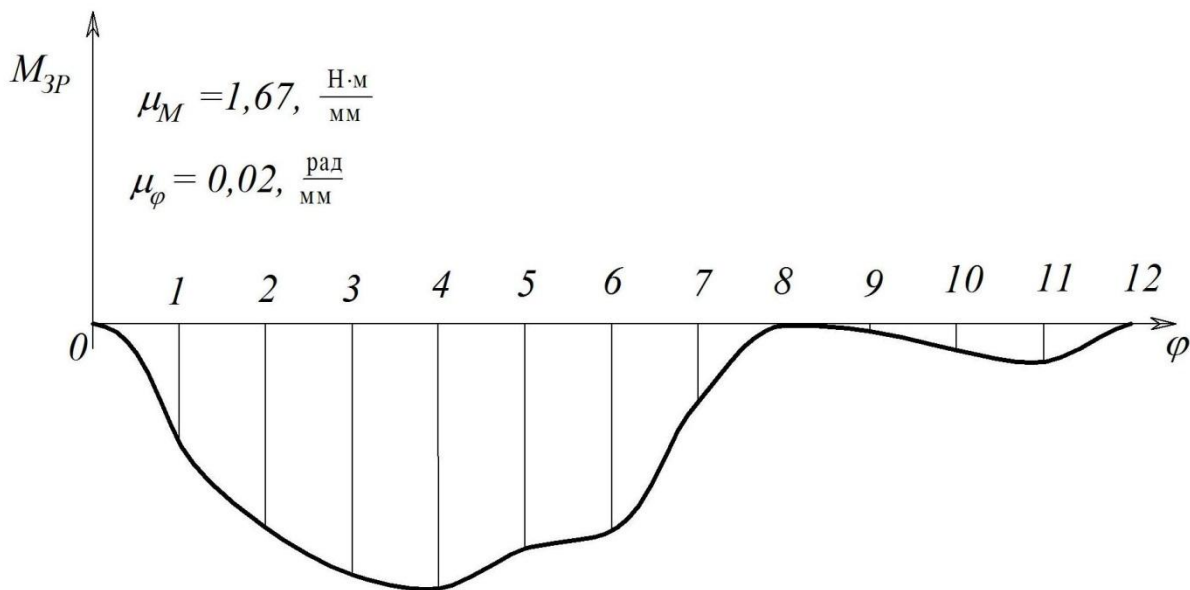


Рисунок 2.5 – Графік зрівноважувального моменту M<sub>3P</sub>

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		31

### 3 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ МАХОВИКА

*Мета розрахунку:* визначення моменту інерції маховика і його геометричних розмірів, які забезпечують роботу машини з допустимою нерівномірністю руху.

*Вихідні дані:*

Конструкція машини без маховика. Сили, які діють на механізм (вага ланок, сила корисного опору та рушійна). Середня кутова швидкість ведучої ланки  $\omega_1 = 14\text{с}^{-1}$ . Коефіцієнт нерівномірності руху машини  $\delta = 1/33$ .

#### 3.1 Побудова графіка зведеного моменту сил опору

Користуючись даними, отриманими у другому розділі проекту, і враховуючи що  $M_{ЗВ}^0 = -M_{ЗР}$ , складемо таблицю зведених моментів сил для 12 положень механізму.

Таблиця 3.1 – Значення зведеного моменту сил опору

Положення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$M_{ЗВ}^0$ , Н·м	0	58,9	101	124,3	131,1	11,4	102,5	38,6	0,97	3,7	13,2	18,9

За отриманими значеннями будуємо графік зведеного моменту сил залежно від кута  $\varphi$  з масштабними коефіцієнтами, визначеними п. 2.8:

#### 3.2 Побудова графіка робіт сил опору

Інтегруючи графічно діаграму  $M_{ЗВ}^0 = M_{ЗР}(\varphi)$ , одержимо діаграму  $A_{КО} = A_{КО}(\varphi)$  робіт сил корисного опору. Побудову діаграми виконуємо в масштабі  $\mu_A$ :

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot H = 1.67 \cdot 0.02 \cdot 70 = 2.34, \text{ Дж/мм},$$

де  $H = 70$  мм – полюсна відстань.

Згідно із завданням на курсовий проект приймаємо, що зведений момент рушійних сил  $M_R$  має сталі значення у всіх положеннях механізму. Величину  $M_R$  за один цикл роботи визначаємо з рівності робіт  $A_{КО} = A_R$ , прийнявши роботу сил опору  $A_O = A_{КО}$ . За цієї умови діаграма  $A_R = A_{КО}(\varphi)$  буде похилою прямою, яка з'єднує початок координат з кінцевою точкою ординати  $0-0'$ , отримуємо графік роботи рушійних сил.

#### 3.3 Побудова графіка надлишкової роботи або приросту кінетичної енергії

Для побудови графіка складаємо алгебраїчно додатні ординати діаграми  $A_R = A_R(\varphi)$  і від'ємні діаграми  $A_{КО} = A_{КО}(\varphi)$ , отримані відрізки відкладаємо вгору і вниз від осі, дотримуючись їх знаків. З'єднавши кінцеві

												Арк
												32
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ							

точки ординат, одержимо графік зміни кінетичної енергії  $\Delta A = \Delta E = \Delta E(\varphi)$  без машини:

$$\Delta A = A_{KO} - A_P.$$

Масштаб діаграми  $\mu_E = \mu_A = 2,34$  Дж/мм.

### 3.4 Побудова діаграми зведених моментів інерції

Зведеним моментом інерції називається такий умовний момент ланки зведення, кінетична енергія якої дорівнює кінетичній енергії всіх ланок механізму. В загальному вигляді для даного механізму можна записати:

$$\frac{J_{3B} \cdot \omega_{3B}^2}{2} = \frac{J_{S_1} \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_{O_3} \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{m_4 \cdot \vartheta_{S_4}^2}{2} + \frac{J_{S_4} \cdot \omega_4^2}{2} + \frac{m_5 \cdot \vartheta_C^2}{2}.$$

Враховавши, що  $\omega_{3B} = \omega_1$  отримаємо:

$$J_{3B} = J_{S_1} + J_{O_3} \cdot \left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + m_4 \cdot \left(\frac{\vartheta_{S_4}}{\omega_1}\right)^2 + J_{S_4} \cdot \left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2 + m_5 \cdot \left(\frac{\vartheta_C}{\omega_1}\right)^2,$$

$$\text{де } J_{O_3} = J_{S_3} + m_3 \cdot (L_{O_3S_3})^2.$$

Для прикладу зробимо розрахунок для 3-го положення. Враховуючи, що:

$$m_3 = 24 \text{ кг}; \quad J_{S_1} = 0,3 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad \omega_1 = 14 \text{ с}^{-1}$$

$$m_4 = 6 \text{ кг}; \quad J_{S_3} = 0,35 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad \omega_3 = 4,5 \text{ с}^{-1}$$

$$m_5 = 38 \text{ кг}; \quad J_{S_4} = 0,02 \text{ кг}\cdot\text{м}^2; \quad \omega_4 = 3 \text{ с}^{-1}$$

$$L_{O_3S_3} = 0,092 \text{ м}; \quad \vartheta_C = 0,79 \text{ м/с}; \quad \vartheta_{S_4} = 0,8 \text{ м/с};$$

$$J_{O_3} = 0,35 + 24 \cdot (0,092)^2 = 0,55 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Отже:

$$J_{3B} = \frac{0,3 + (0,55 \cdot 4,5^2 + 6 \cdot 0,8^2 + 0,02 \cdot 3^2 + 38 \cdot 0,79^2)}{14^2} = 0,53 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Результати обчислень зведеного моменту інерції механізму за допомогою ЕОМ (додаток Г) наведені у таблиці 3.2, виходячи з цих результатів будуємо графік залежності зведених моментів інерції від кута ( $\varphi$ , причому повертаємо цей графік на дев'яносто градусів відносно уже побудованих).

Перед побудовою задаємося масштабними коефіцієнтами:

$$\mu_{J_{3B}} = \frac{J_{\max}}{y_{\max}} = \frac{3,058}{129,83} = 0,023 \text{ кг}\cdot\text{м}^2/\text{мм}.$$

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				33

Таблиця 3.2 – Значення зведеного моменту інерції

Положення	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$J_{ЗВ}$ , кг·м <sup>2</sup>	0,3	0,411	0,531	0,6	0,614	0,599	0,632	0,438	0,312	0,692	1,27	3,058

### 3.5 Побудова діаграми Віттенбауера та визначення моменту інерції маховика

3.5.1 Методом графічного виключення з діаграм  $\Delta E = \Delta E(\varphi)$  і  $J_{ЗВ} = J_{ЗВ}(\varphi)$  параметра  $\varphi$ , будуємо криву Віттенбауера – діаграму  $\Delta E = \Delta E(J_{ЗВ})$  з масштабним коефіцієнтом  $\mu_E = \mu_A = 2,34$  Дж/мм.

3.5.2 Величина моменту інерції маховика при заданому значенні коефіцієнта  $\delta$  знаходиться за допомогою діаграми Віттенбауера. До одержаної кривої проводимо дотичні під кутами  $\Psi_{\max}$  і  $\Psi_{\min}$  до осі  $J_{ЗВ}$ , які відсікають на осі ординат відрізок  $kl$ . Кути нахилу дотичних  $\Psi_{\max}$  і  $\Psi_{\min}$  знаходимо за формулами:

$$\operatorname{tg} \Psi_{\max} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \cdot \omega_{cp}^2 \cdot (1 + \delta);$$

$$\operatorname{tg} \Psi_{\min} = \frac{\mu_J}{2\mu_E} \cdot \omega_{cp}^2 \cdot (1 - \delta).$$

Звідки маємо:

$$\Psi_{\max} = \operatorname{arctg}(\mu_J \cdot \omega_{cp}^2 \cdot (1 + \delta) / 2 \cdot \mu_E) = \operatorname{arctg}(0,023 \cdot 14^2 \cdot (1 + 1/33) / 2 \cdot 2,34) = 44,78^\circ;$$

$$\Psi_{\min} = \operatorname{arctg}(\mu_J \cdot \omega_{cp}^2 \cdot (1 - \delta) / 2 \cdot \mu_E) = \operatorname{arctg}(0,023 \cdot 14^2 \cdot (1 - 1/33) / 2 \cdot 2,34) = 43,04^\circ.$$

3.5.3 Відрізок  $kl$  одержуємо на перетині з віссю ординат даних дотичних під кутом  $\Psi_{\max}$  і  $\Psi_{\min}$  до горизонталі так, що вони дотикаються до діаграми відповідно зверху і знизу. Отримаємо –  $(kl) = 125$  мм.

Тоді момент інерції маховика:

$$J_M = \frac{(kl) \cdot \mu_E}{\omega_1^2 \cdot \delta} = \frac{125 \cdot 2,34}{14^2 \cdot 1/33} = 49,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

### 3.6 Визначення геометричних розмірів та маси маховика

Конструктивно приймаємо, що маховик виготовлений у вигляді диска з масою, зосередженою на ободі, момент інерції якого:

$$J_M = \frac{m \cdot D^2}{8}.$$

Тоді маємо:

$$D = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot J'_M}{\pi \cdot \Psi_B \cdot \rho}} = \sqrt[5]{\frac{32 \cdot 49,25}{\pi \cdot 0,2 \cdot 7100}} = 0,81 \text{ м},$$

												Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>							34

де  $\psi_B = \frac{b}{D}$  – відносна ширина маховика, яку рекомендується приймати в межах  $\psi_B = 0,2 \dots 0,4$  (в даному випадку приймаємо  $\psi_B = 0,2$ );  $\rho$  – густина матеріалу (для чавуна  $\rho = 7100 \text{ кг/м}^3$ ).

Знаходимо внутрішній діаметр кільця:

$$D_1 = D \cdot \psi_H = 0,81 \cdot 0,6 = 0,486 \text{ м,}$$

де  $\psi_H = \frac{D_1}{D}$  – відношення внутрішнього діаметра кільця до зовнішнього, яке рекомендується приймати в межах  $\psi_H = 0,6 \dots 0,8$  (в даному випадку приймаємо  $\psi_H = 0,6$ ).

Ширина обода маховика –  $b = D \cdot \psi_B = 0,81 \cdot 0,2 = 0,162 \text{ м.}$

$$\text{Знаходимо масу маховика – } m = \frac{8 \cdot J'_M}{D^2} = \frac{8 \cdot 49,25}{0,81^2} = 600 \text{ кг.}$$

Знаходимо колову швидкість обода маховика –

$$g = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,81 \cdot 134}{60} = 5,68 \text{ м/с.}$$

Така швидкість допустима для чавунних маховиків ( $g_{\text{доп}} \leq 35 \text{ м/с}$  – допустима колова швидкість обода чавунних маховиків).

Остаточно приймаємо розміри маховика:

$$b = 162 \text{ мм;}$$

$$D_1 = 486 \text{ мм;}$$

$$D = 810 \text{ мм.}$$

Креслимо ескіз маховика:

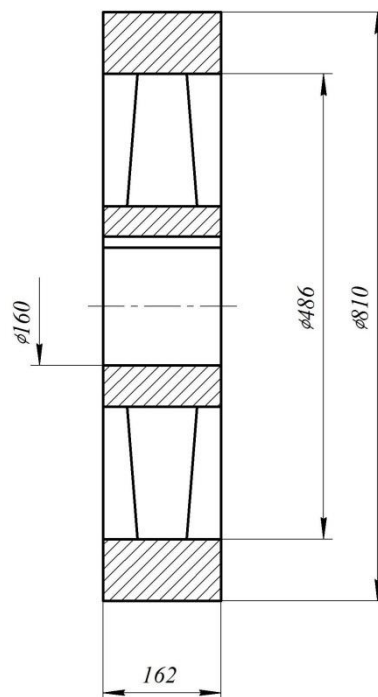


Рисунок 3.1 – Ескіз маховика

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		35

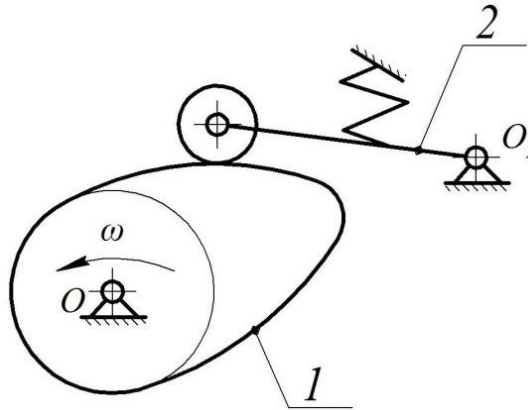


#### 4 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ З РОЛИКОВИМ КОРОМИСЛОМ

Задачею синтезу кулачкового механізму є визначення його геометричних параметрів та побудова профілю кулачка за такими вихідними даними.

Вихідні дані:

1. Схема кулачкового механізму



2. Довжина коромисла  $L_3 = 260$  мм;

3. Кутовий хід коромисла  $\beta = 30^\circ$  (0,532 рад);

4. Кут робочого профілю кулачка  $\varphi_p = 145^\circ$ ;

Фазові кути профілю:

– віддалення –  $\varphi_B = (0,54 - 0,02n) \cdot \varphi_p = (0,54 - 0,02 \cdot 3) \cdot 145^\circ = 69,6^\circ$ ;

– верхньої паузи –  $\varphi_{ВП} = 0,1\varphi_p = 0,1 \cdot 145^\circ = 14,5^\circ$ ;

– наближення –  $\varphi_H = (0,36 + 0,02n) \cdot \varphi_p = (0,36 + 0,02 \cdot 3) \cdot 145^\circ = 60,9^\circ$ ;

Кут тиску  $[\vartheta] = 45^\circ$ ;

5. Частота обертання кулачка  $\omega_k = 6,28$  с<sup>-1</sup>.

Таблиця 4.1 – Формули для обчислення безрозмірних коефіцієнтів  $\psi$ ,  $\delta$  і  $\xi$  залежно від позиційного коефіцієнта  $K$

Закон руху №5	Межі $K$		$\Psi$	$\delta$	$\xi$
<p>Зміна прискорення за трикутником</p>	0	0,25	$\frac{16}{3}k^3$	$16k^2$	$32k$
	0,25	0,75	$\frac{1}{6} - 2k + 8k^2 - \frac{16}{3}k^3$	$16k(1-k) - 2$	$16(1-2k)$
	0,75	1	$1 - \frac{16}{3}(1-k)^3$	$16(1-k)^2$	$-32(1-k)$

Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
						36

## 4.1 Побудова кінематичних діаграм

### 4.1.1 Розрахунок масштабних коефіцієнтів і ординат діаграми переміщення

Накреслимо координатні осі. На осі абсцис у вибраному масштабі відкладаємо відрізки, пропорційні фазовим кутам, і на відрізках  $\varphi$  відмічаємо положення точок, які відповідають значенням  $K = 0, 0,1, 0,2 \dots, 1$ . Візьмемо найбільшу ординату графіка ( $Y_{\beta_{\max}} = 60$  мм).

Тоді масштабний коефіцієнт графіка переміщення:

$$\mu_{\beta} = \frac{\beta_{\max}}{Y_{\beta_{\max}}} = \frac{0,52}{60} = 8,7 \cdot 10^{-3} \text{ 1/м.}$$

Будь-яка ордината графіка може бути підрахована за формулою:

$$Y_K = \frac{\psi \cdot \beta_{\max}}{\mu_{\beta}}.$$

Наприклад, при  $K = 0,5$ :

$$\psi = \frac{1}{6} - 2k + 8k^2 - \frac{16}{3}k^3 = \frac{1}{6} - 2 \cdot 0,5 + 8 \cdot 0,5^2 - \frac{16}{3} \cdot 0,5^3 = 0,5;$$

$$Y_{(0,5)} = \frac{0,5 \cdot 0,523}{8,7 \cdot 10^{-3}} = 30 \text{ мм.}$$

Користуючись роздруківкою (див. додаток Д), будемо діаграму переміщення  $\beta = \beta(\varphi)$ .

### 4.1.2 Розрахунок масштабних коефіцієнтів і ординат діаграми швидкостей

На кресленні візьмемо найбільшу ординату графіка на фазі віддалення ( $Y_{\vartheta_{\max}}^B = 80$ ) мм і підрахуємо масштабний коефіцієнт аналога швидкості коромисла:

$$\mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} = \frac{\delta_{\max} \beta_{\max}}{\left[ \varphi_B(Y_{\vartheta_{\max}}^B) \right]} = \frac{2 \cdot 0,523}{1,214 \cdot 80} = 1,08 \cdot 10^{-3} \text{ 1/м,}$$

де  $\delta_{\max} = 16 \cdot K \cdot (1 - K) - 2 = 16 \cdot 0,5 \cdot (1 - 0,5) - 2 = 2$ .

Масштабний коефіцієнт кутової швидкості коромисла:

$$\mu_{\omega} = \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot \omega_k = 6,2 \cdot 10^{-3} \cdot 6,28 = 3,9 \cdot 10^{-3} \text{ с}^{-1}/\text{м.}$$

Обчислимо ординати графіка аналога швидкості коромисла: на фазі віддалення

$$(Y_{\vartheta}^B) = \frac{\beta_m \cdot \delta}{\varphi_B \cdot \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}} = \frac{0,523 \cdot \delta}{1,14 \cdot 1,08 \cdot 10^{-3}} = 39,9\delta ;$$

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				37

на фазі наближення

$$(Y_g^H) = \frac{\beta_m \cdot \delta}{\varphi_B \cdot \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}}} = \frac{0,523 \cdot \delta}{1,062 \cdot 1,08 \cdot 10^{-3}} = 45,5\delta.$$

Наприклад, для  $K = 0,5$ :

$$(Y_{g,0,5}^B) = 39,9 \cdot 2 = 79,8 \text{ мм};$$

$$(Y_{g,0,5}^H) = -45,5 \cdot 2 = -91 \text{ мм}.$$

Визначивши ординати  $Y_g$  (див. додаток Д) для заданих величин  $K$ , будемо діаграму швидкостей.

#### 4.1.3 Розрахунок масштабних коефіцієнтів і ординат діаграми прискорення

Візьмемо найбільшу ординату графіка прискорень на фазі віддалення  $(Y_{a_{\max}}^B) = 70 \text{ мм}$  і підрахуємо масштабний коефіцієнт аналога прискорень:

$$\mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} = \frac{\xi_{\max} \cdot \beta_m}{[(Y_a^B) \cdot \varphi_B^2]} = \frac{8 \cdot 0,523}{70 \cdot 1,214^2} = 2,3 \cdot 10^{-2} \text{ 1/мм},$$

де  $\xi_{\max} = 32 \cdot K = 32 \cdot 0,25 = 8$ .

Масштабний коефіцієнт кутового прискорення коросмисла:

$$\mu_\varepsilon = \mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}} \omega^2 = 2,3 \cdot 10^{-2} \cdot 6,28^2 = 0,91 \text{ с}^{-2}/\text{мм}.$$

Співвідношення для обчислення ординат графіка прискорень на фазі віддалення і наближення:

$$(Y_a^B) = \frac{\beta_m \cdot \xi}{\varphi_B^2 \cdot \mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}}} = \frac{0,523 \cdot \xi}{1,214^2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-2}} = 8,9\xi,$$

$$(Y_a^H) = \frac{\beta_m \cdot \xi}{\varphi_H^2 \cdot \mu_{\frac{d^2\beta}{d\varphi^2}}} = \frac{0,523 \cdot \xi}{1,062^2 \cdot 2,3 \cdot 10^{-2}} = 11,6\xi.$$

Наприклад, для  $K = 0,25$ :

$$(Y_{a,0,25}^B) = 8,9 \cdot 8 = 71,2 \text{ мм};$$

$$(Y_{a,0,25}^H) = -11,6 \cdot 8 = -92,8 \text{ мм}.$$

Визначивши ординати для заданих величин  $K$ , будемо діаграму прискорень.

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				38

## 4.2 Графічне визначення мінімального радіуса кулачка

Необхідні графічні побудови виконуємо у такій послідовності.

1. За заданим законом руху коромисла будуємо діаграми переміщення, аналогів швидкості та прискорення.

2. Будуємо графік залежності аналога швидкості центра ролика коромисла  $\frac{d\beta}{d\varphi}$  від переміщення центра ролика  $S = \beta L_3$  з урахуванням криволінійності його траєкторії.

Залежно від бажаних розмірів побудови вибираємо довжину відрізка  $OB$ , пропорційну довжині коромисла  $L_3$ , і обчислюємо масштабний коефіцієнт довжини:

$$\mu_L = \frac{L_3}{(OB)} = \frac{0,26}{130} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ м/мм.}$$

Із довільної точки  $O$  проводимо дугу радіусом  $OB$  і відзначаємо на ній початкове положення  $B_0$  центра ролика коромисла. Від початкового положення коромисла відкладаємо кут розмаху  $\beta_m$  коромисла, ділимо його згідно з діаграмою переміщень  $\beta = \beta(\varphi)$  і з точки  $O$  проводимо промені через точки поділу кута  $\beta_m$ . Точки перетину  $B_1, B_2, \dots, B_{10}$  променів з дугою  $B_0, B_{10}$  покажуть послідовні положення центра ролика коромисла при повороті кулачка на фазовий кут. На променях  $OB_K$  ( $K = 0, 1, \dots, 10$ ) від точок  $B_K$  відкладаємо відрізки  $(B_K Z_K)$ , які в масштабі  $\mu_L$  чисельно дорівнюють аналогам швидкості центра ролика, і з'єднаємо їх плавною кривою.

Відрізки  $(B_K Z_K)$  обчислюють за формулою:

$$(B_K Z_K) = Y_g \cdot \mu_{\frac{d\beta}{d\varphi}} \cdot \frac{L_3}{\mu_L}.$$

де  $Y_g$  – ордината графіка швидкості центра ролика в положенні  $K$ , мм.

Наприклад, при  $K = 0,25$ ,  $Y_g = 0,86$ , тоді

$$(B_K Z_K) = 0,86 \cdot 6,2 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{260}{2 \cdot 10^{-3}} = 68,5 \text{ мм.}$$

Напрямок відрізка  $(B_K Z_K)$  визначається поворотом вектора швидкості точки  $B$  коромисла в сторону обертання кулачка на кут  $90^\circ$ . Через кінці цих відрізків (точки  $Z_K$ ) проведемо прямі, які складають з відповідними променями кути передачі руху на фазі віддалення і на фазі наближення

$$\gamma_B = 90^\circ - [\nu_B] = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ,$$

$$\gamma_H = 90^\circ - [\nu_B] = 90^\circ - 45^\circ = 45^\circ.$$

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				39

Як впливає з геометричних побудов центр обертання кулачка, при виконанні на фазі наближення умови  $v \leq [v_B]$ , розміщується праворуч проведених через точки  $Z_K$  прямих, а на фазі наближення умова  $v \leq [v_H]$  виконується при розміщенні центра обертання кулачка ліворуч прямих, проведених через точки  $Z_K$ . Заштрихована площа є зоною, в якій або на межах якої можна вибрати положення центра  $A$  обертання кулачка. Кулачковий механізм матиме мінімальні розміри, якщо центр обертання кулачка збігається з точкою  $A_0$ . Якщо розмістити центр обертання кулачка в точці  $A$ , то радіус початкової шайби:

$$R_0 = (AB_0) \cdot \mu_L = 110 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 220 \text{ мм},$$

а відстань між осями обертання кулачка і коромисла:

$$L_0 = (AO) \cdot \mu_L = 179 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 358 \text{ мм}.$$

### 4.3 Побудова профілю кулачка

Побудову профілю кулачка коромислового механізму проводимо в такій послідовності.

1. Відкладаємо міжосьову відстань  $L_0$  в масштабі  $\mu_L = 1,665 \cdot 10^{-3}$  м/мм і з точки  $A$  проводимо кола радіусами

$$AB = \frac{R_0}{\mu_L} = \frac{220}{1,665 \cdot 10^{-3}} = 130 \text{ мм},$$

$$AO = \frac{L_0}{\mu_L} = \frac{358}{1,665 \cdot 10^{-3}} = 215 \text{ мм}.$$

2. Наносимо на рисунок початкове положення коромисла  $OB$ , відкладаємо кут  $\beta_m$  розмаху коромисла, проводимо дугу радіусом  $OB$  і ділимо її на частини згідно з поділками осі ординат діаграми  $\beta = \beta(\varphi)$  (точки  $B_0, B_1, \dots, B_{10}$ ).

3. Застосовуючи метод інверсії, надаємо стояку та коромислу рух з кутовою швидкістю  $(-\omega_1)$ . У сумарному русі кулачок буде нерухомий, а стояк  $OA$  буде обертатися навколо точки  $A$ . В напрямі руху стояка  $AO$  відкладаємо кути віддалення  $\varphi_B = 69,9^\circ$ , верхньої паузи  $\varphi_{BII} = 14,5^\circ$ , наближення  $\varphi_H = 60,9^\circ$ . Кути  $\varphi_H$  та  $\varphi_B$  ділимо на рівні частини згідно з поділками осі абсцис діаграми  $\beta = \beta(\varphi)$  (точки 1, 2, ..., 10).

4. З центра  $A$  проводимо дуги радіусами  $AB_1, AB_2, \dots, AB_{10}$ , а з точок  $O_1, O_2, \dots, O_{10}$  проводимо відрізки дуг радіуса  $OB$  так, щоб дуги з центром в точці  $O_i$  перетинали дуги радіусом  $AB_i$ . Точки перетину дуг ( $1', 2', \dots, 10'$ ) належать теоретичному профілю кулачка. Отже, з'єднавши ці точки плавною кривою, одержимо теоретичний профіль кулачка як геометричне місце положень центра ролика у відносному русі навколо кулачка.

									Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата	<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>				40

5. Будуємо дійсний профіль як рівновіддалений від теоретичного. Радіус ролика приймаємо із стандартного ряду лінійних розмірів, щоб забезпечити виконання таких умов:

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

$$r_p \leq 0,4R_0,$$

тоді  $r_p \leq 0,4 \cdot 220 \leq 88$  мм. Приймаємо  $r_p = 50$  мм.

#### 4.4 Аналітичне визначення радіуса-вектора теоретичного профілю кулачка

Вихідні дані:  $L_0 = 358$  мм;  $L_3 = 260$  мм;  $\beta_m = 30^\circ$  (0,524 рад);  $\varphi_{0,4} = 27,6^\circ$  (0,4817 рад);  $R_0 = 220$  мм;  $\varphi_B = 69^\circ$  (1,204 рад);  $r_p = 50$  мм.

Для даного закону руху штовхача значення коефіцієнтів переміщення  $\psi$  і швидкості  $\delta$  вибираємо із таблиці 4.1 [8]. При

$$K = 0,4 - \psi = 0,305, \delta = 1,84.$$

Кут повороту коромисла  $\beta$  і аналог швидкості  $\frac{d\beta}{d\varphi}$  при повертанні

кулачка на кут  $\varphi_{0,4} = 27,6^\circ$ :

$$\beta' = \psi \cdot \beta_{\max} = 0,305 \cdot 0,524 = 0,16,$$

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{\delta \cdot \beta_{\max}}{\varphi_B} = \frac{1,84 \cdot 0,524}{1,204} = 0,801.$$

Визначаємо кут  $\beta_0$ , радіус-вектор  $r$  теоретичного профілю кулачка і кут повороту  $\alpha$ :

$$\beta_0 = \arccos\left(\frac{358^2 + 260^2 - 220^2}{2 \cdot 358 \cdot 260}\right) = 38^\circ = 0,663 \text{ рад},$$

$$r = \sqrt{L_3^2 - 2L_3 \cdot L_0 + L_0^2 \cdot \cos(\beta_0 + \beta)} = \\ = \sqrt{358^2 + 260^2 - 2 \cdot 358 \cdot 260 \cdot \cos(38^\circ + 30^\circ)} = 354,9 \text{ мм},$$

$$\alpha = \varphi + \chi - \chi_0,$$

$$\text{де } \chi = \arccos\left(\frac{r^2 + L_0^2 - L_3^2}{2L_0r}\right) = \arccos\left(\frac{354,9^2 + 358^2 - 260^2}{2 \cdot 358 \cdot 354,9}\right) = 43^\circ,$$

$$\chi_0 = \arccos\left(\frac{R^2 + L_0^2 - L_3^2}{2L_0r}\right) = \arccos\left(\frac{220^2 + 358^2 - 260^2}{2 \cdot 358 \cdot 354,9}\right) = 46^\circ,$$

$$\alpha = 27^\circ + 43^\circ - 46^\circ = 25^\circ.$$

					08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		41

## ЛІТЕРАТУРА

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / Артоболевский И. И. – М. : Наука, 1988 – 640 с.
2. Теория механизмов и машин // Фролов К. В., Попов С. В., Мусатов А. К. и др.; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987 – 496 с.
3. Заблонский К. И. Теория механизмов и машин / Заблонский К. И., Белоконев И. М., Щекин Б. М. – К. : Вища школа, 1989. – 370 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / [Коренько А. С., Кременштейн Л. И., Петровский С. Д. и др.]; под. ред. А. С. Коренько. – К. : Вища школа, 1970. – 330 с.
5. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С. А. Попов, Г. А. Тимофеев – М. : Высш. шк., 1998. – 351 с.
6. Курсове проектування з теорії механізмів і машин : навчальний посібник / [Є. І. Крижанівський, Б. Д. Малько, В. М. Сенчішак та ін.]. – Івано-Франківськ, 1996. – 357 с.
7. Вишенський І. І. Теорія механізмів і машин. Механічні передачі : навчальний посібник / Вишенський І. І. – К. : НМКВО, 1992. – 356 с.
8. Мохнатюк А. І. Синтез кулачкових механізмів на ЕОМ : навчальний посібник / Мохнатюк А. І. – К. : НМК ВО, 1992. – 188 с.
9. Мохнатюк А. І. Синтез планетарних передач на ЕОМ : навчальний посібник до курсового проектування з дисципліни «Теорія механізмів і машин» / Мохнатюк А. І. – Вінниця : ВДТУ, 1997. – 73 с.
10. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин : підручник / Кіницький Я. Т. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		42

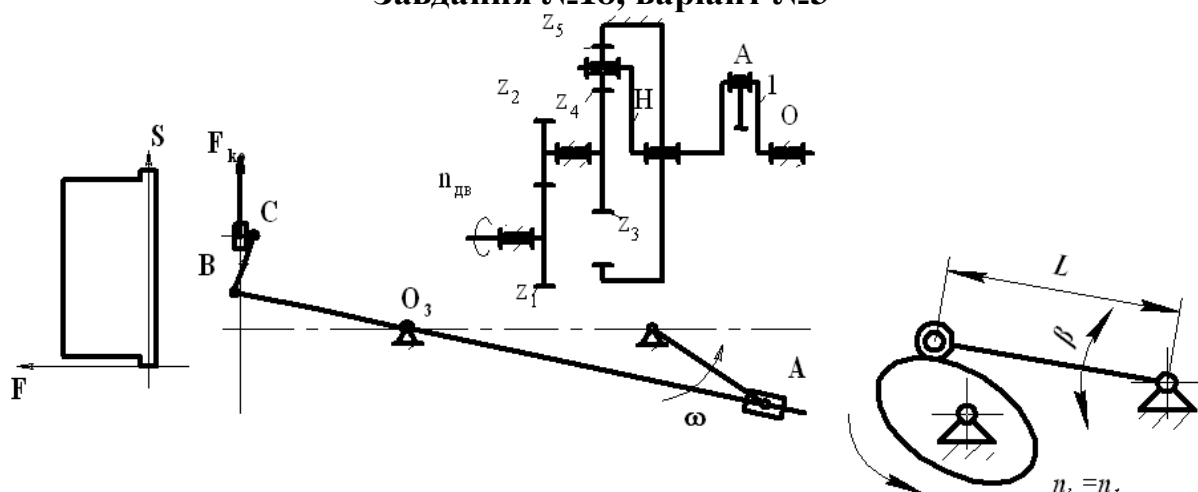
# Додатки

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		43



## Додаток А

### Числові дані та схема до індивідуального завдання Проектування та дослідження механізму двоциліндрового компресора Завдання №18, варіант №3



### Числові значення для розрахунків курсового проекту

Найменування параметрів	Позначення	Одиниці вимірювання	Числові значення
Міжосьова відстань	$O_2O_3$	м	0,25
Розміри ланок	b	м	0,07
	c	м	0,12
Коефіцієнт зміни середньої швидкості руху вихідної ланки	$K_v$	-	2,2
Хід повзуна	H	м	0,2
Умови положення центрів мас шатуна 4 і куліси 3	-	-	$CS_4=0,5CB$
	-	-	$O_3S_3=0,5O_3B$
Маси ланок	$m_3$	кг	24
	$m_4$	кг	6
	$m_5$	кг	38
Моменти інерції ланок, що проходять через їх центр ваги	$JS_3$	кг·м <sup>2</sup>	0,35
	$JS_4$	кг·м <sup>2</sup>	0,02
	$JS_1$	кг·м <sup>2</sup>	0,3
Частота обертання кривошипа	N	об/хв	134
Максимальне значення сил корисного опору	$F_{ko}$	Н	2150
Коефіцієнт нерівномірності ходу машини	$\delta$	-	1/33
Закон руху штовхача	-	-	5
Кут робочого профілю кулачка	$\varphi_p$	град	145
Кутовий хід коромисла	$\beta$	град	30
Довжина коромисла	l	м	0,14
Частота обертання вала двигуна	$n_d$	об/хв	1500
Числа зубців зубчатих коліс	$z_1$	-	13
	$z_2$	-	18
Модуль зубчатих коліс	m	мм	6

Завдання отримав студент

\_\_\_\_\_  
(Підпис)

Петров О.В.  
(ПІБ)

Керівник проекту

\_\_\_\_\_  
(Підпис)

Вірник М.М.  
(ПІБ)

Дата видачі

«\_\_» \_\_\_\_\_ 200\_\_ року

**Додаток Б**  
**Геометричний синтез зовнішнього прямозубого евольвентного**  
**зубчастого зачеплення**

Кафедра МРВ та ОАВ

Студент Петров О. В. Група 2ТМ-06

Задані параметри зубчастих коліс:

$m = 6$  мм;

$z_1 = 13$ ;

$z_2 = 18$ ;

$x_1 = 0.636$ ;

$x_2 = 0.405$ .

Вихідний контур інструментальної рейки за ГОСТ 13755-81

Результати синтезу:

1. Розміри елементів зачеплення

Міжосьова відстань

$A = 98.297$  мм

Кут зачеплення

$A_w = 27.25$  град

Висота зубців

$H = 12.551$  мм

Глибина заходження зубців

$H_3 = 11$  мм

Крок по ділильному колу

$P = 18.84$  мм

Коефіцієнт сприйманого зміщення

$\gamma = 0.88$

**Таблиця Б.1 – Значення радіусів кіл шестерні та колеса**

Радіуси кіл	Шестерні	Колеса
Ділильних	39	54
Початкових	41.221	57.075
Основних	36.65	50.747
Западин	35.316	48.93
Виступів	47.867	61.481

**Таблиця Б.2 – Товщина зубців по дузі (SD) та хорді (SX) на колі RJ**

J	Шестерня Z1				Колесо Z2			
	RJ	SDJ	SXJ	HXJ	RJ	SDJ	SXJ	HXJ
1	47.867	2.858	2.858	0.021	61.481	4.23	4.229	0,036
2	45.624	6.189	6.184	2.348	59.334	6.803	6.8	2.244
3	43.38	8.894	8.878	4.715	57.187	8.931	8.922	4.468
4	41.137	10.935	10.903	7.093	55.041	10.579	10.563	6.694
5	38.893	12.239	12.189	9.454	52.894	11.681	11.657	8.909
6	36.65	12.552	12.491	11.753	50.747	12.024	11.996	11.09

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		45

HXJ – відстань від кола виступів до хорди кола J

SXJ – довжина по хорді кола J

SDJ – довжина по дузі кола J

RJ – радіус кола J

Контрольні параметри:

1. Товщина зуба по дузі ділильного кола, мм:

$$S1 = 12,196, \quad S2 = 11,188;$$

2. Товщина зуба по дузі початкового кола, мм:

$$SW1 = 10,877, \quad SW2 = 9,036;$$

3. Товщина зуба по сталій хорді :

– шестерні  $S1 = 10,771$  на відстані  $H1 = 6,908$  від кола виступів;

– колеса  $S2 = 9,88$  на відстані  $X2 = 5,684$  від кола виступів;

2. Якісні характеристики зачеплення

2.1 Коефіцієнт перекриття  $E = 1,022972$

2.2 Коефіцієнти відносного ковзання та питомого тиску

**Таблиця Б.3 – Значення коефіцієнтів відносного ковзання та питомого тиску**

Y(N)	L1(N)	L2(N)	G2(N)
4	-5.5	0.8461539	1.481849
9	-1.888889	0.6538461	0.8335399
13	-.685185	0.4065934	0.635078
18	-0.08333328	0.07692302	0.5556933
22	0.2777778	-0.3846154	0.5334656
27	0.5185186	-1.076923	0.5556933
31	0.6904762	-2.23077	0.6350781
36	0.8194445	-4.538462	0.83354
40	0.9197531	-11.46155	1.481849

Y(N) – поточна координата теоретичної лінії зачеплення

L1(N) – коеф. відносного ковзання шестерні

L2(N) – коеф. відносного ковзання колеса

G2(N) – коеф. відносного тиску

2.3 Контрольні параметри

**Таблиця Б.4 – Величина коеф. відносного ковзання практичної лінії зачеплення**

Шестерні		Колеса	
LA1	LB1	LA2	LB2
На початку	У кінці	На початку	У кінці
-1.438236	0.6669161	0.5898674	-2.002247

Розрахунки виконані.

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		46

### Додаток В

#### Синтез планетарного механізму

Виконавець Петров О. В. Група 2ТМ–06

Вихідні дані:

$U1H= 8.5$  Схема 1

$z1_{min} = 18$

$z1_{max} = 50$

$z2_{min} = 58$

$z2_{max} = 60$

$m1= 3, m2= 3, K = 2, E = 3 \%, N = 0$

#### Результати синтезу

	U1H	EX	z1	z2	z3	z4	N об.
1	8,4444	-0,65	18	58	58	134	0
2	8,5556	0,65	18	59	59	136	0

Розрахунки виконані.

### Додаток Г

#### Результати розрахунку зведеного моменту інерції

Виконав: ст. 2ТМ–06 Лозінський Д. О.

Вихідні дані:

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
W3	0	2,5	4,2	4,5	5,7	5,5	7,3	3,0	0,7	2,6	5,8	11,2
W4	0	4,5	4,3	3,0	1,5	2,83	4,3	6,5	2,17	8,0	7,0	5,3
VS4	0	0,42	0,66	0,8	0,78	0,76	1,22	0,4	0,09	0,78	2,83	4,38
Vc	0	0,37	0,64	0,79	0,79	0,7	1,58	0,24	0,08	0,68	2,82	4,34

$M3=24$   $Is1=0.3$

$M4=6$   $Is3=0.35$

$M5=38$   $Is4=0.02$

Результати розрахунку:

Зведений момент інерції:

N	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Izv	0,3	0,41	0,53	0,6	0,61	0,59	0,63	0,43	0,31	0,69	1,27	3,05

Позначення:

Izv – зведений момент інерції

W3 – кутова швидкість третьої ланки

W4 – кутова швидкість четвертої ланки

VS4 – швидкість центра ваги четвертої ланки

Vc – швидкість точки C

M5, M4, M3 – відповідні маси ланок

Is1 – момент інерції першої ланки

Is3 – момент інерції третьої ланки

Is4 – момент інерції четвертої ланки

					08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ				Арк	
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата					47	

## Додаток Д

### Синтез коромислового кулачкового механізму

Виконав ст. гр. 2ТМ-06 Петров О. В.

Початкові дані:

$F1 = 69,6$ ;  $F2 = 14,5$ ;  $F3 = 60,9$ ;  $B = 30$ ;  $D1 = 45$ ;  $D3 = 45$ ;  $E = 1$

Номер закону руху штовхача  $N = 5$ ;  $U = 0,5$ .

Параметри механізму координати осі оброблювальної фрези

F	R, мм	A, град	B	B1	B2	UD, град	Rk	X, мм	Y, мм
0	180,00	0,00	0,00	0,00	0,00	18,4	180,0	182,51	-1,89
7	180,69	7,01	0,16	0,07	1,14	23,4	-453,4	181,92	20,28
14	185,54	14,33	1,28	0,28	2,27	35,1	-199,6	182,26	44,02
21	198,71	22,05	4,28	0,59	2,27	45,3	-796,7	186,73	72,76
28	220,54	29,76	9,16	0,79	1,14	46,6	690,8	194,34	108,20
35	246,98	37,01	15,00	0,86	0,00	42,5	315,2	200,34	148,35
42	273,44	43,80	20,84	0,79	-1,14	33,7	179,6	200,50	189,52
49	295,40	50,34	25,72	0,59	-2,27	19,6	107,9	191,46	228,55
56	308,78	56,95	28,72	0,28	-2,27	1,4	102,1	170,70	260,96
63	313,74	63,76	29,84	0,07	-1,14	-9,7	160,8	140,28	284,13
70	314,45	70,69	30,00	0,00	0,00	-13,0	314,4	105,00	299,73
84	314,45	85,19	30,00	0,00	0,00	-13,0	314,4	27,96	316,04
90	313,74	91,31	29,84	-0,08	-1,48	-16,5	135,2	-5,67	316,43
96	308,78	97,55	28,72	-0,32	-2,97	-25,8	81,7	-38,96	308,82
102	295,40	103,99	25,72	-0,67	-2,97	-37,4	66,3	-69,71	289,28
108	273,44	110,50	20,84	-0,91	-1,48	-43,7	-446,0	-94,26	258,90
115	246,98	116,76	15,00	-0,99	0,00	-45,8	9,7	-110,16	223,48
121	220,54	122,56	9,16	-0,91	1,48	-43,8	-6,7	-117,71	188,87
127	198,71	127,90	4,28	0,67	2,97	-34,0	-28,7	-121,59	159,91
133	185,54	133,23	1,28	0,32	2,97	-9,2	-50,6	-128,02	138,18
139	180,69	138,96	0,16	0,08	1,48	11,8	-132,7	-138,42	120,94
145	180,00	145,00	0,00	0,00	0,00	18,4	180,0	-150,02	105,05

Отримані в результаті розрахункові значення

Розрахунковий  $\min$  радіус початкової шайби  $R1 = 180,451$  мм.

Номінальні розміри, мм.

Міжосьова відстань  $L0 = 360$ . Довжина коромисла  $L3 = 260$ . Радіус початкової шайби  $R1 = 180$ . Найменший кут між стояком і коромислом  $B0 = 28,3$ . Радіус ролика  $Rr = 60$ . Радіус фрези  $Rf = 30$ .

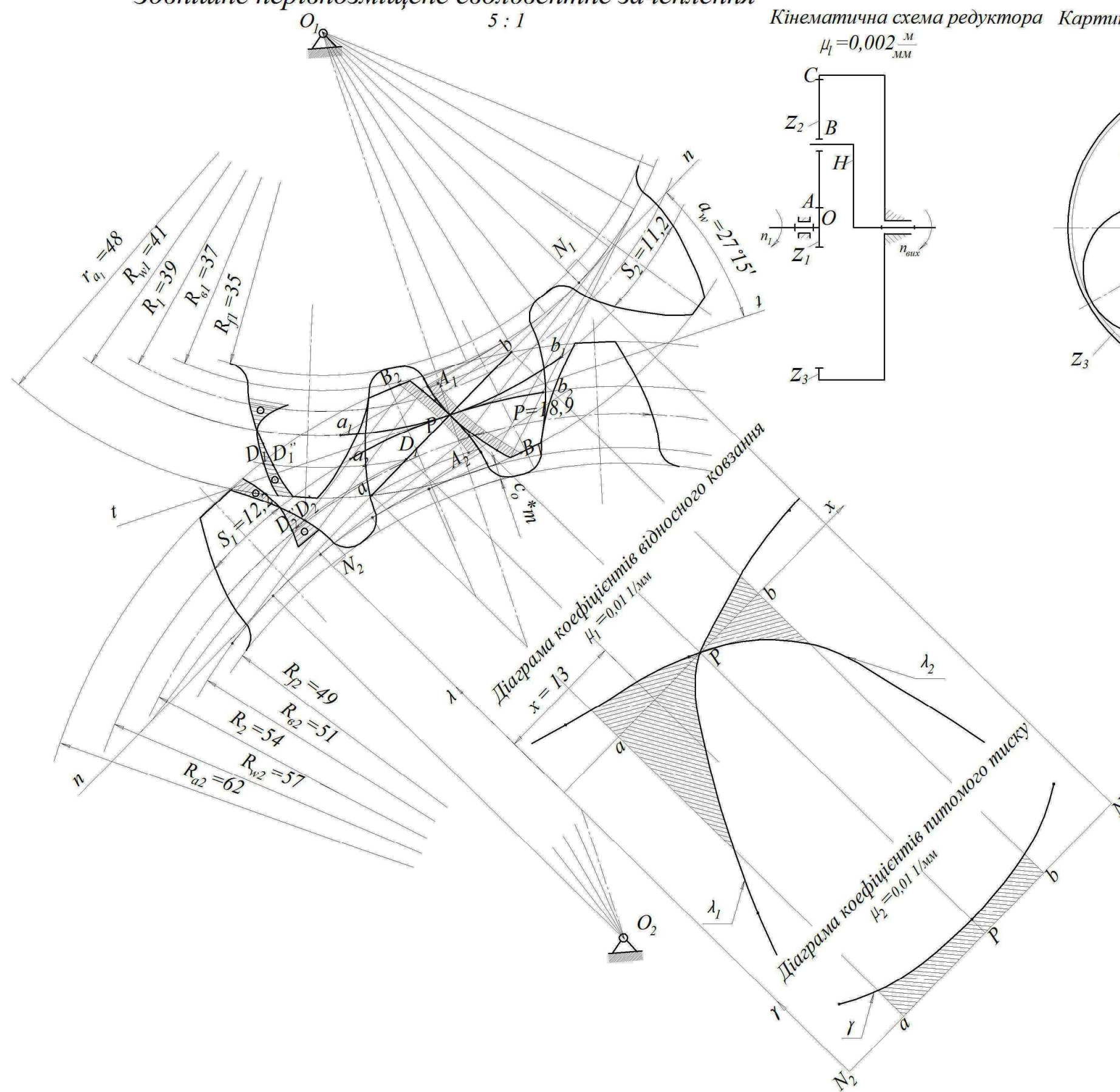
Позначення в таблиці:  $F$  – кут повороту кулачка;  $R$  – радіус-вектор теоретичного профілю кулачка;  $A$  – кутова координата;  $B$  – переміщення коромисла;  $B1$  – аналог швидкості коромисла;  $B2$  – аналог прискорення коромисла;  $UD$  – кут тиску;  $Rk$  – радіус кривизни теоретичного профілю;  $X, Y$  – координати положення осі обертання фрези.

					<b>08-27 КП ТММ. 13.03.00.ПЗ</b>	Арк
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп	Дата		48

08.27.КП.ТММ.18.21.00.01

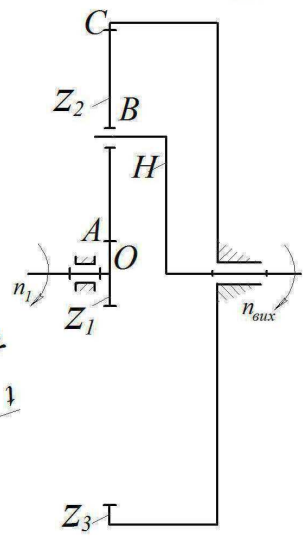
# Зовнішнє нерівнозміщене евольвентне зачеплення

5 : 1

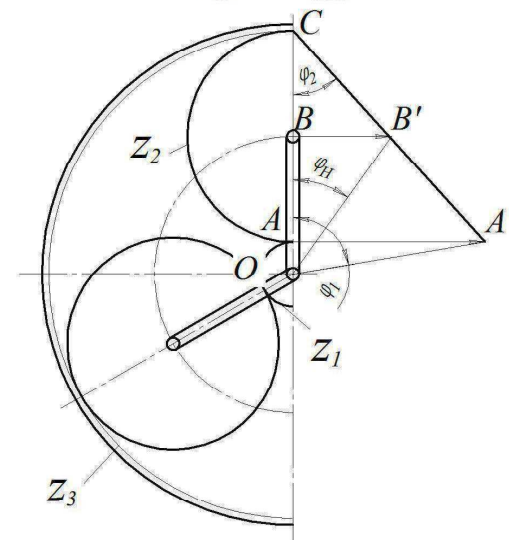


## Кінематична схема редуктора Картина лінійних швидкостей

$\mu_l = 0,002 \frac{m}{mm}$



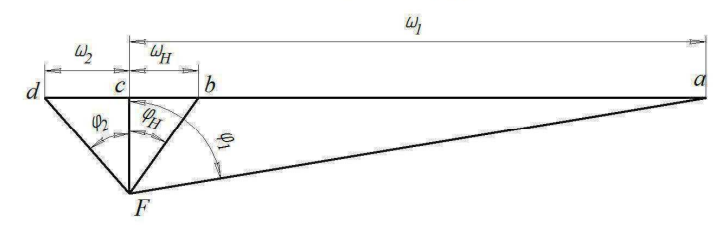
$\mu_g = 0,07 \frac{m/c}{mm}$



Модуль, мм	$m$	6
Кількість зубців коліс	$z_1$	13
	$z_2$	18
Коефіцієнти зміщення	$x_1$	0,636
	$x_2$	0,405
Коефіцієнт сприйманого зміщення	$y$	0,881
Коефіцієнт зрівняльного зміщення	$\Delta y$	0,160
Коефіцієнт перекриття	$\epsilon_\alpha$	1,16
Коеф. висоти гол. зуба	$h_a^*$	1
Коеф. радіального зазору	$c_a^*$	0,25

## План кутових швидкостей

$\mu_\omega = 0,84 \frac{c^{-1}}{mm}$

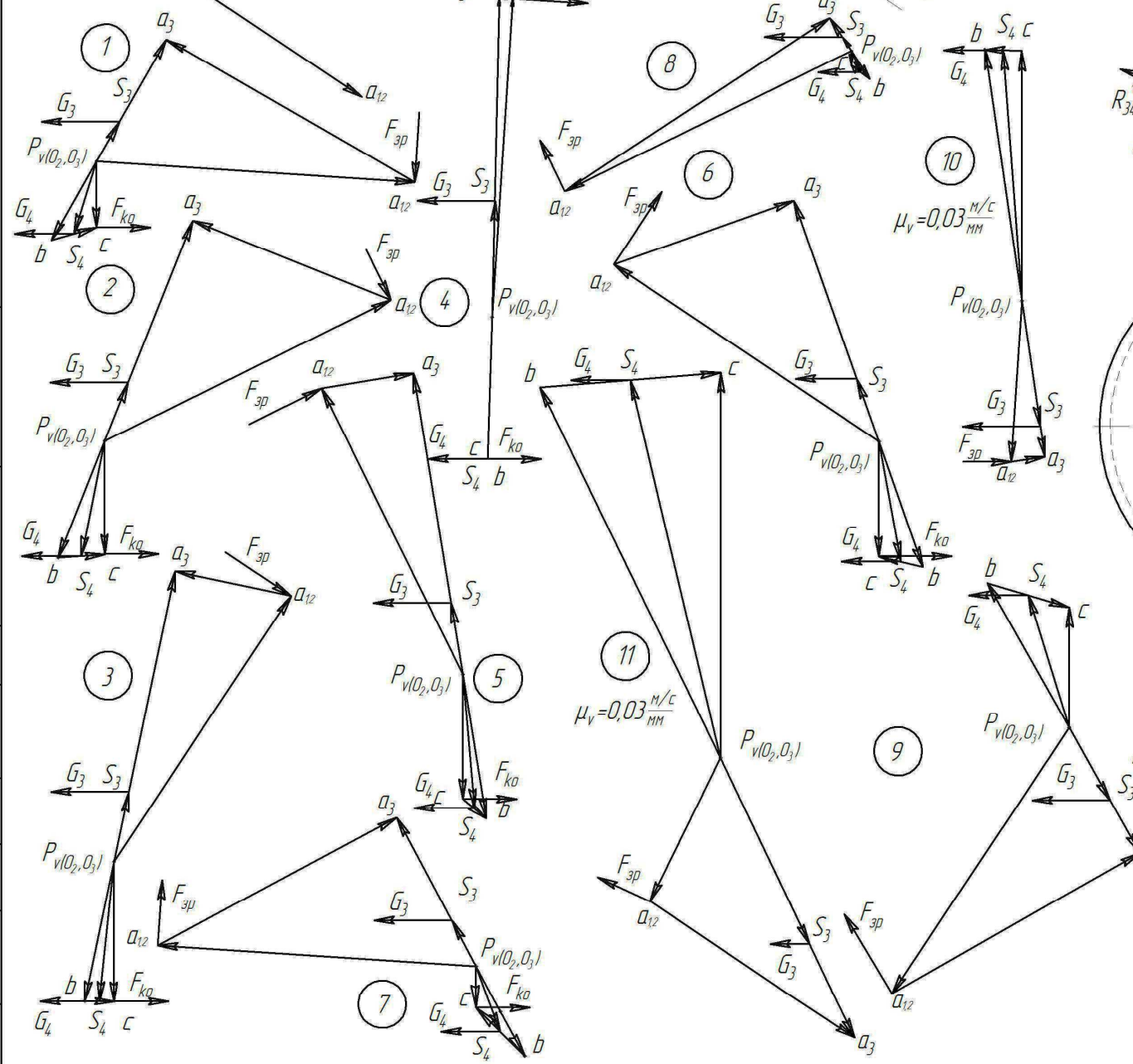
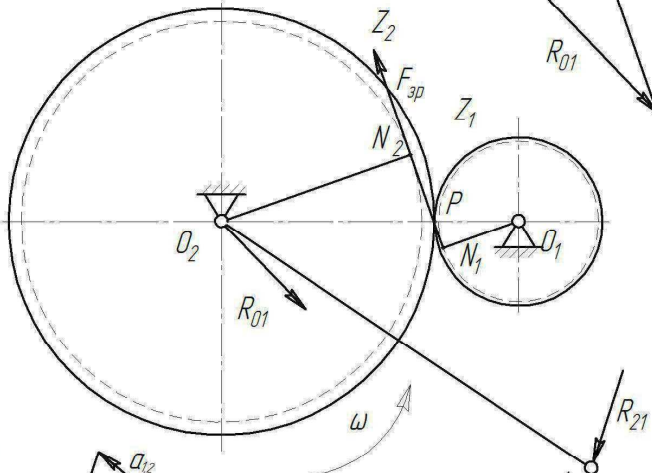
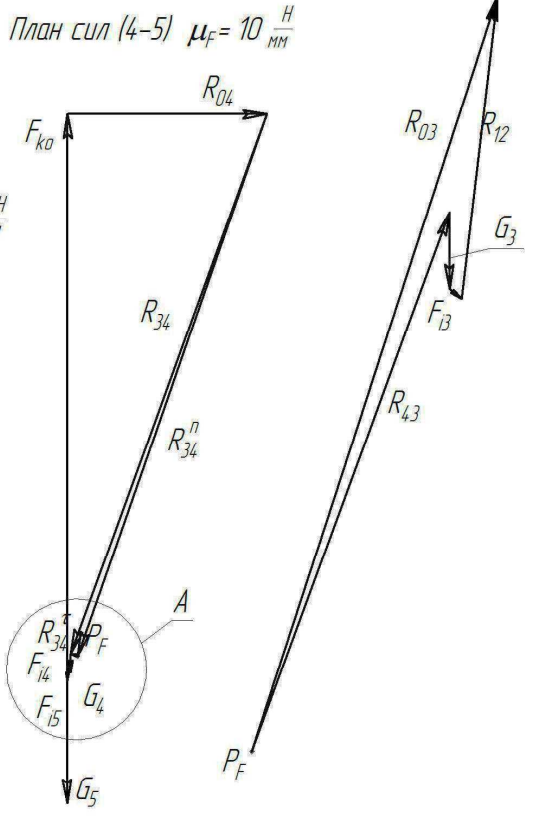
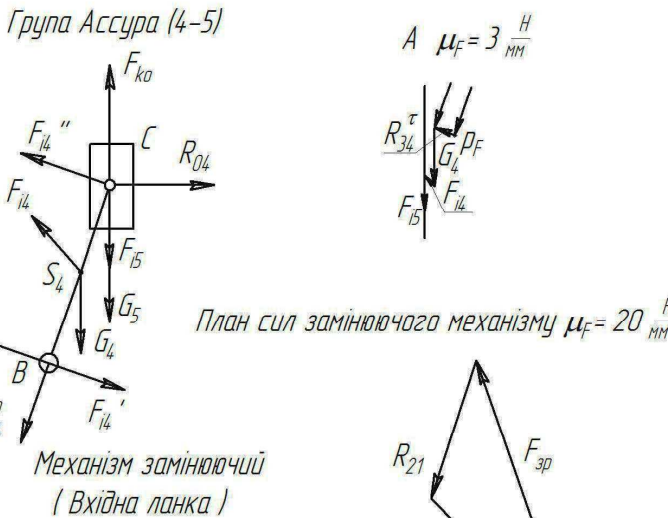
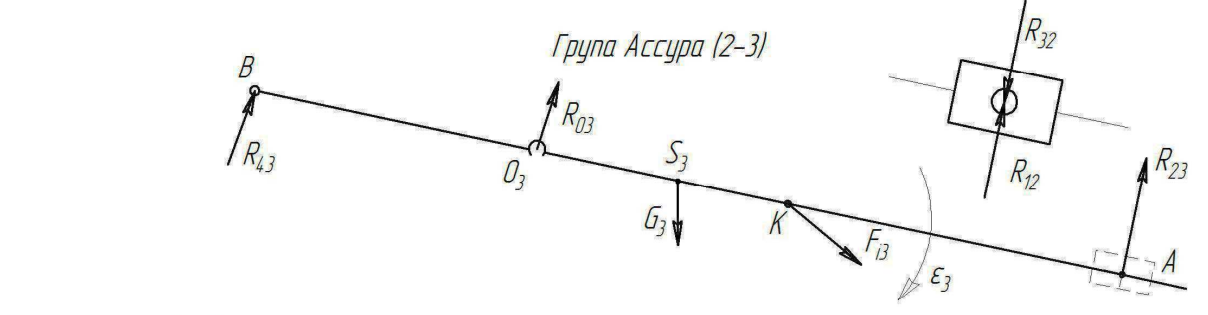
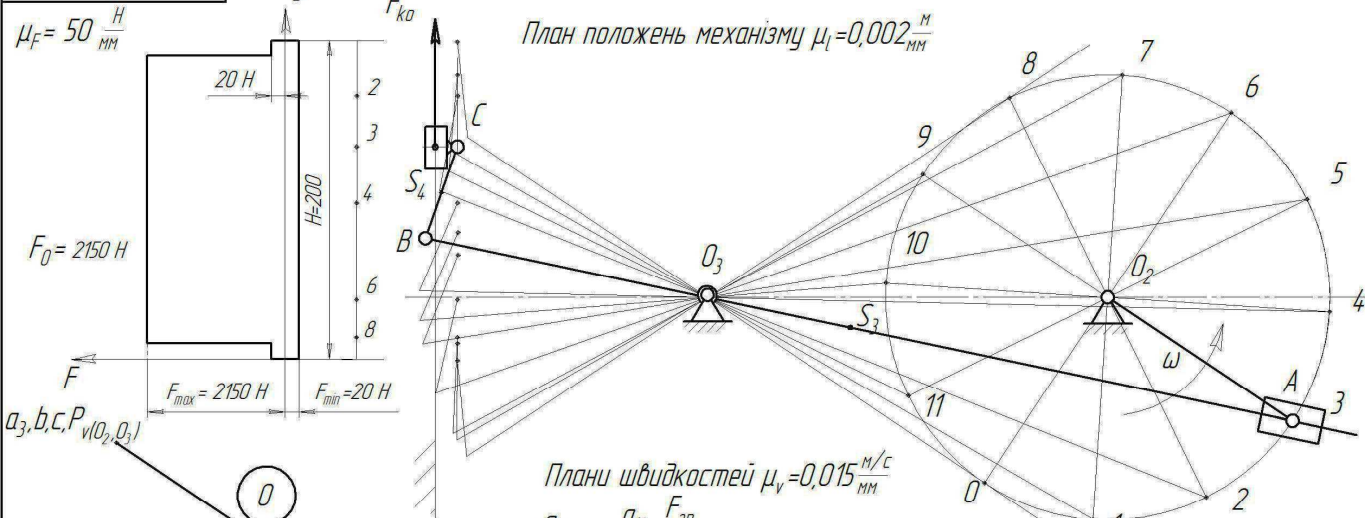


	1	2	4	H
$z$	18	58	134	-
$m$ , мм	3			-
$\omega$ , $c^{-1}$	157	-24,6	-	18,5

08.27.КП.ТММ.18.21.00.01				Лист	Масса	Масштаб
Исполн.	Провер.	Лист	Дата	Синтез зубчатого зачепления		
Разработ.	Лист	Лист	Дата	Лист	Лист	
Проб.	Вариант	Вариант	ММ	гр. 21М-06,ВНТУ		
Констр.	Вариант	Вариант	ММ			
Этп						

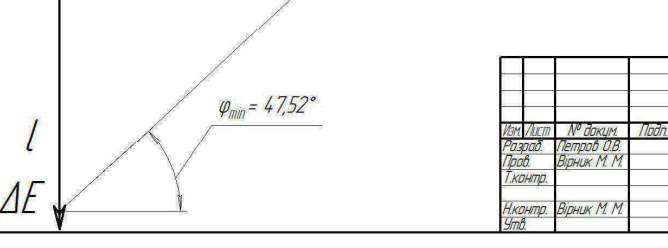
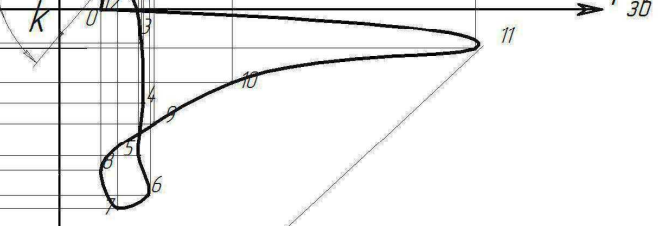
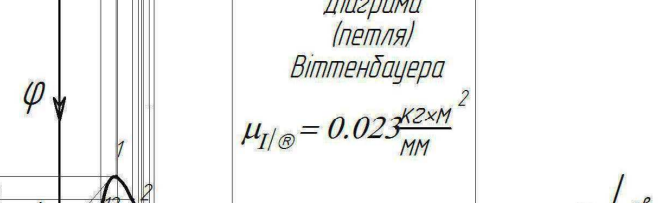
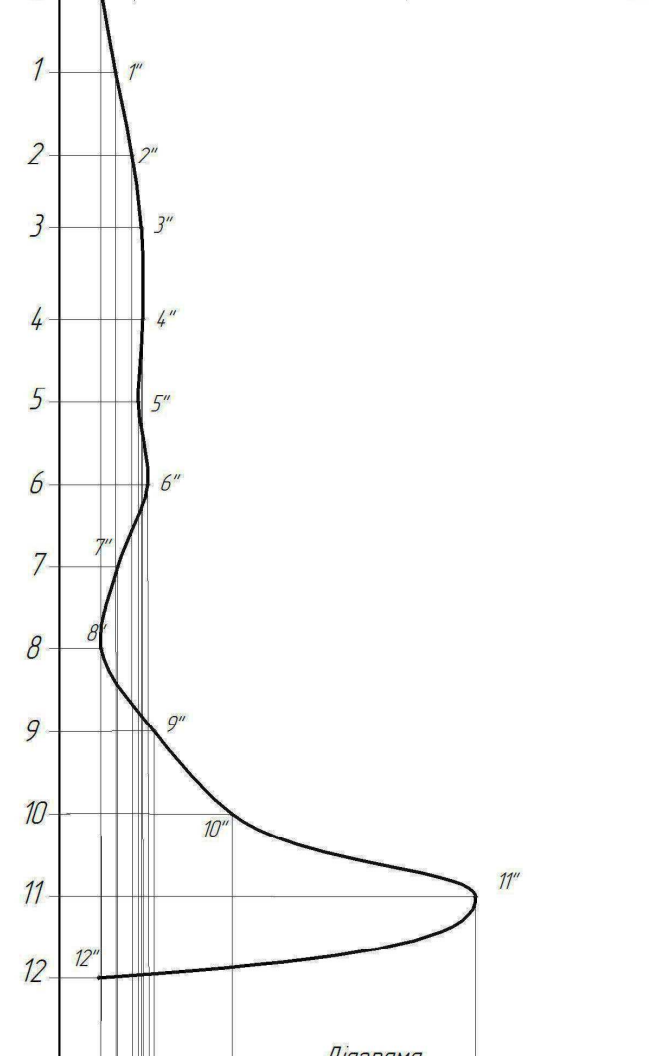
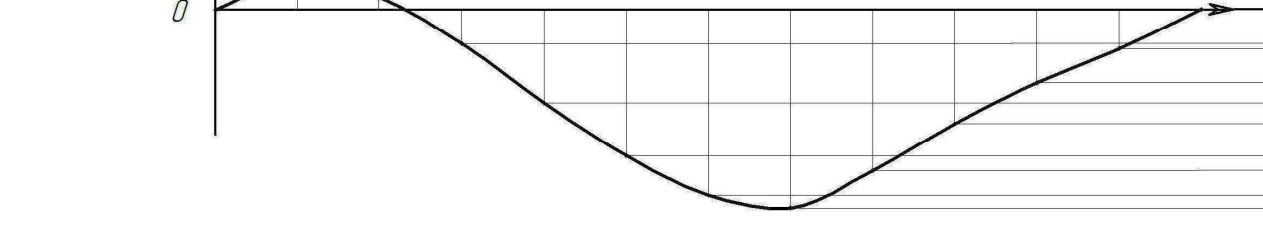
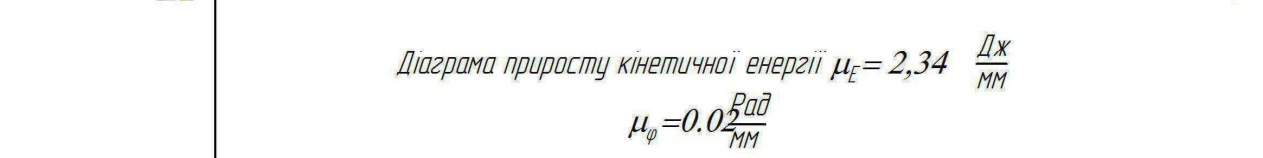
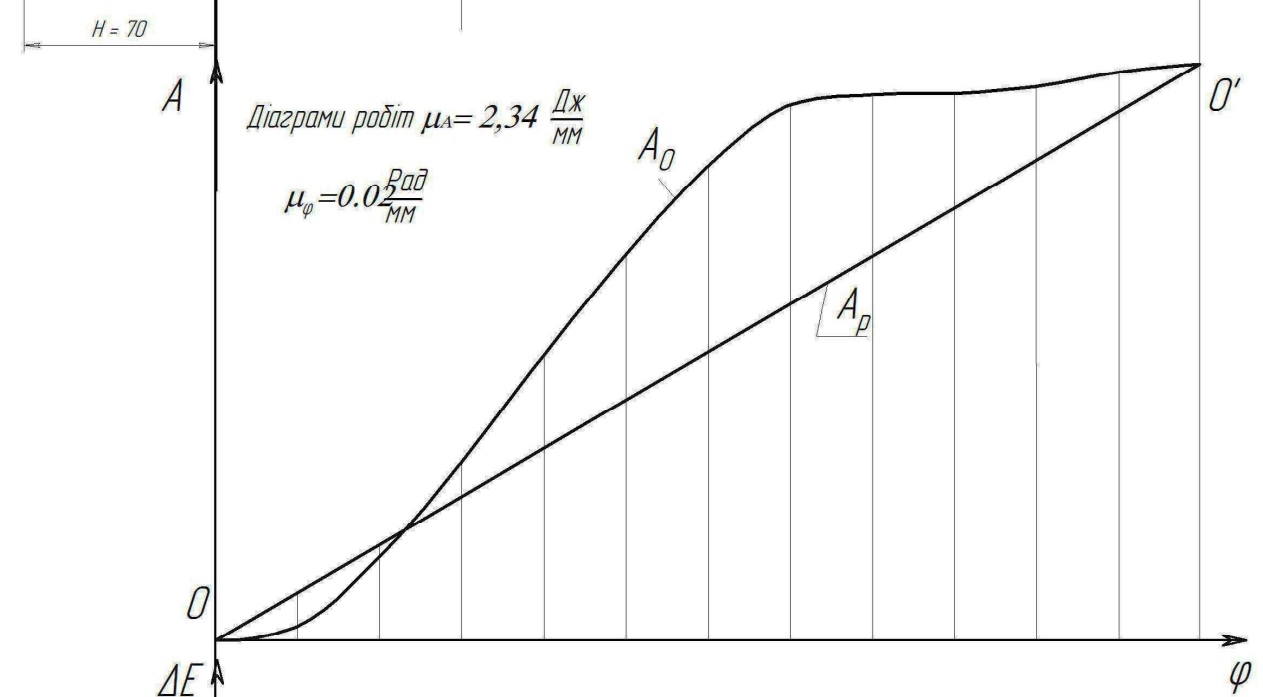
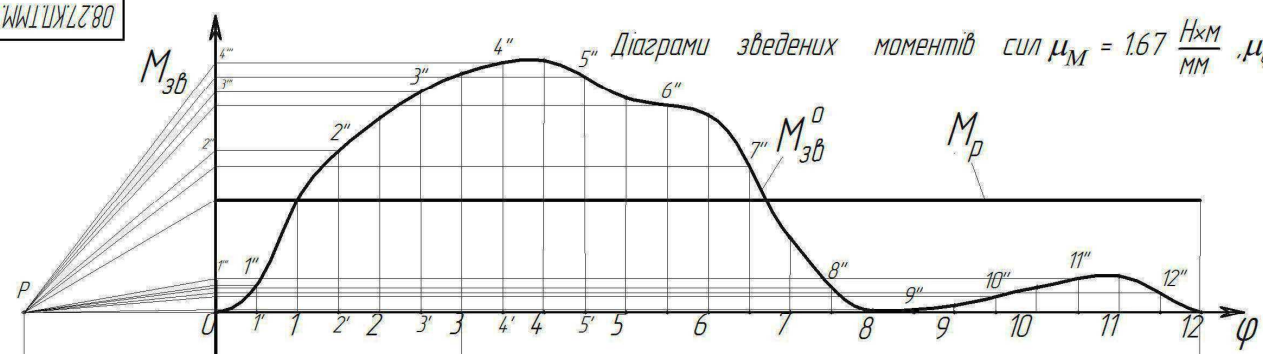
Лист 1  
Лист 2  
Лист 3  
Лист 4  
Лист 5  
Лист 6  
Лист 7  
Лист 8  
Лист 9  
Лист 10  
Лист 11  
Лист 12  
Лист 13  
Лист 14  
Лист 15  
Лист 16  
Лист 17  
Лист 18  
Лист 19  
Лист 20  
Лист 21  
Лист 22  
Лист 23  
Лист 24  
Лист 25  
Лист 26  
Лист 27  
Лист 28  
Лист 29  
Лист 30  
Лист 31  
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

08.27.КП.ТММ.18.21.00.02



08.27.КП.ТММ.18.21.00.02				Лист	Масса	Масштаб
Кінематичне та силове дослідження механізму				Лист	Листов	
Мен. Лист	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.	Летюк О.В.					
Проб.	Варник М.М.					
Ілюстр.						
Нконтр.	Варник М.М.					
Звід.						
Копія				Формат А1		

08.27.КП.ТММ.18.04.00.03



Лист 3  
Лист 4  
Лист 5  
Лист 6  
Лист 7  
Лист 8  
Лист 9  
Лист 10  
Лист 11  
Лист 12

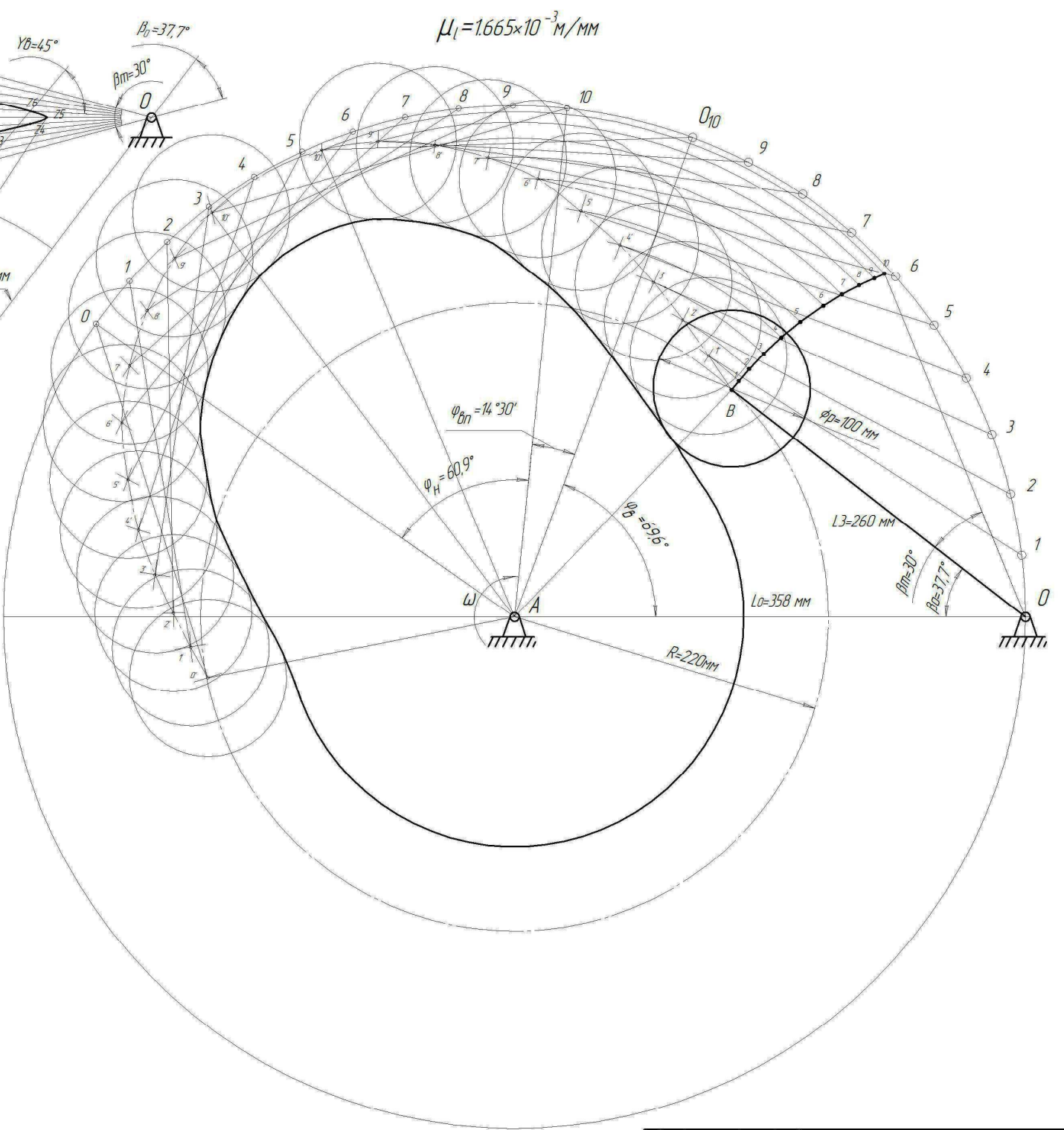
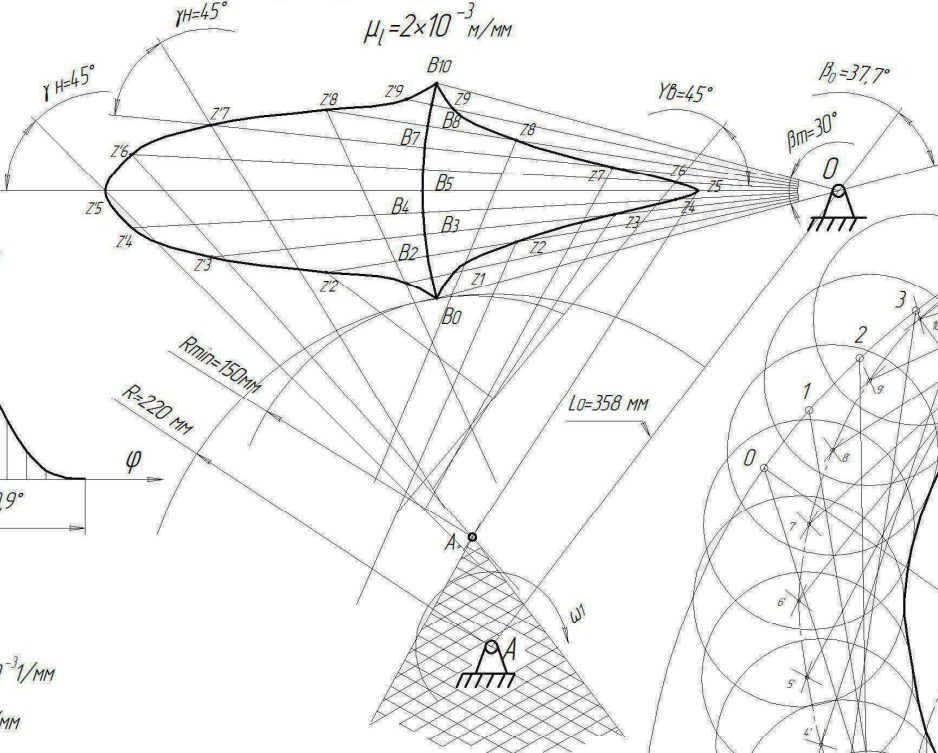
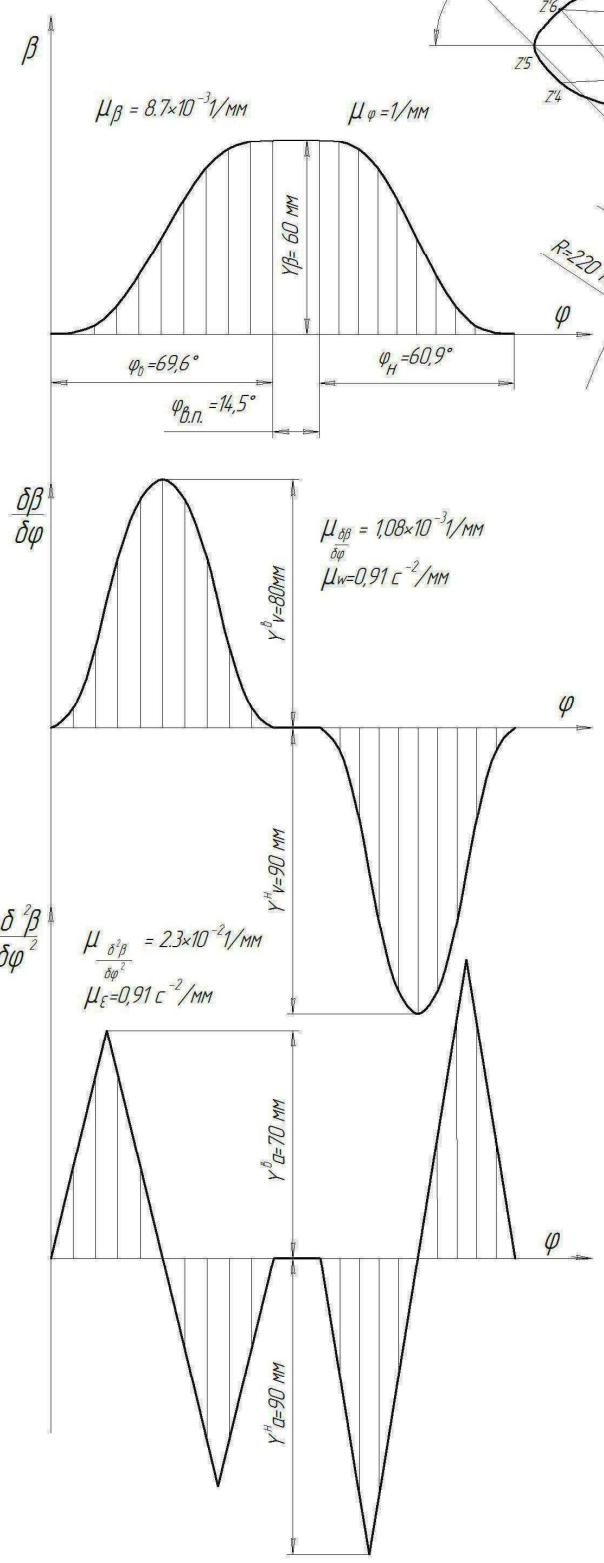
08.27.КП.ТММ.18.04.00.03				Лист	Масса	Масштаб
Исполн.	№ докум.	Лист	Дата	Разработка маховика по методу энергетичес (метод Віттенбауера)		
Разработ.	Листов 03			Лист 3	Листов 4	
Провер.	Ворник М.М.			г.р.21М-06,ВНТУ		
Утверд.	Ворник М.М.			Копировал		
Этп				Формат А1		



Графічне визначення мінімального радіуса кулачка

Побудова профілю кулачка

Графіки руху коромисла



Вибір типу механізму  
Вибір типу привода  
Вибір типу матеріалу  
Вибір типу масла  
Вибір типу мастила  
Вибір типу мастила

08.27.КП.ТММ.18.21.000.04				Лист	Масштаб
Мета	№ документа	Група	Дата	Синтез кулачкового механізму	-
Розроб	Летурба О.В.	Група	Варник М.М.	Лист	Листов
Інж.контр.	Варник М.М.	Інж.контр.	Варник М.М.	гр.21М-06, ВНТУ	
Студ.		Студ.		Формат А1	

## Додаток II

### Приклад програми «Синтез коромислового кулачкового механізма»

```
Uses CRT;
Var Fx, Gx: Char;
    P, E, N, U: Integer;
    F1, F2, F3, H, D1, D3, R5, B3, K0, G, I, J, V, U1, K, Q,
    X, Y, X3, W, Y3, K3, Y0, K1, X1, Y1, X0, M, Q1, W1, X5, Y5, R2: Real;
Label lm1, lm2, lm3, lm4, lm5, lm6, lm7, lm8, lm9, lm10, lm11,
    lm12, lm13, lm14, lm15, lm16, lm17, lm18, lm19;
Begin
Writeln ('Синтез коромислового кулачкового механізму');
Writeln ('developed by Tsymbal V. ');
Writeln ('Введіть своє прізвище');
Readln (Fx);
Writeln ('Введіть номер навчальної групи');
Readln (Gx);
CLRSCR;
Writeln ('Кут віддалення F1, град. ');
Readln (F1);
Writeln ('Кут верхньої паузи F2, град. ');
Readln (F2);
Writeln ('Кут наближення F3, град. ');
Readln (F3);
Writeln ('Кут повороту коромисла, град. ');
Readln (H);
Writeln ('Допустимий кут тиску на фазі віддалення, град. ');
Readln (D1);
Writeln ('Допустимий кут тиску на фазі наближення, град. ');
Readln (D3);
Writeln ('Крок зміни коеф. К-відносного повороту кулачка');
Readln (P);
Writeln ('Якщо на початку фази віддалення  $U(1,3)>0$ , введіть 1, інакше -1');
Readln (E);
Writeln ('Введіть номер закону руху N штовхача');
Readln (N);
Writeln ('Значення параметру U закону руху');
Readln (U);
CLRSCR;
Writeln (' Виконав ', Fx, ' група ', Gx);
Writeln ('Синтез коромислового кулачкового механізму');
Writeln ('ПОЧАТКОВІ ДАНІ');
Writeln ('F1=', F1, ' F2=', F2, ' F3=', F3, ' B=', H);
Writeln ('D1=', D1, ' D3=', D3, ' E=', E, ' P=', P);
```

```

Writeln ('Номер закону руху щтовхача N=', N, ' U=', U);
Writeln ('Параметри механізму і координати осі оброблюючої фрези');
Writeln
('_____
_');
Writeln;
Writeln ('F   R   A   B   B1  B2  UD  RK   X   Y');
Writeln
('_____
_');
Writeln;
R5:=0;
B3:=0;
K0:=180/(P);
F1:=F1/K0;
F2:=F2/K0;
F3:=F3/K0;
D1:=D1/K0;
D3:=D3/K0;
H:=H/K0;
G:=0;
I:=0.8;
J:=I;
V:=0;
U1:=1;
K:=J;
lm1: if U1=1 then goto lm3;
Q:=H*(X-0.5);
W:=(1+E*Y*H/F3);
X3:=W*COS (Q);
Y3:=W*SIN (Q);
K3:=E*COS (D3-E*Q)/SIN (D3-E*Q);
Y0:=(K1*K3*(X3-X1)+K3*Y1-K1*Y3)/(K3-K1);
if Y0>V then goto lm2;
X0:=(K1*X1-K3*X3+Y3-Y1)/(K1-K3);
M:=X0;
V:=Y0;
lm2: K:=K-0.05;
if K>=0.2 then goto lm1;
K:=I-0.05;
I:=K;
U1:=1;
if I<=0.2 then goto lm4;
goto lm1;

```

```

lm3: Q1:=H*(X-0.5);
W1:=1-E*Y*H/F1;
X1:=W1*COS (Q1);
Y1:=W1*SIN (Q1);
K1=-1*E*COS (D1+E*Q1)/SIN (D1+E*Q1);
U1:=0;
K:=J;
goto lm1;
lm4: X5:=COS (H/2);
Y5:=-1*SIN (H/2);
R2:=SQR ((M-X5)^2+(V-Y5)^2);
Writeln ('Якщо задано - введіть довжину коромисла, інакше - введіть 0');
Readln (L2);
if L2=0 then goto lm6;
L3:=L2;
L0:=L3*SQR (M*M+V*V);
Writeln ('Розрахункова міжосьова відстань L0=', L0);
L7:=L0;
Writeln ('Введіть бажане конструктивне значення L0');
Readln (L0);
lm5: Writeln ('Розрахункове значення радіусу початкової шайби R1=',
R2*L3);
Writeln ('Введіть бажане конструктивне значення R1');
Readln (R1);
C:=(L3*L3+L0*L0-R1*R1)/(2*L3*L0);
H0:=ARCTAN ((SQR (1-C*C))/C);
goto lm7;
lm6: Writeln ('Введіть міжосьову відстань (кулачок-коромисло) L0');
Readln (L0);
L7:=L0;
L2:=L0*SQR (M*M+V*V);
Writeln ('Розрахункова довжина коромисла L3=', L2);
Writeln ('Введіть бажану конструктивну довжину коромисла L3');
Readln (L3);
goto lm5;
lm7: K:=0;
F0:=F1;
D:=1;
G:=1;
lm8: F:=K*F1;
if K<=1 then goto lm1;
K:=1;
F0:=F3;
D:=-1;

```

```

lm18: F:=F1+F2+(1-K)*F3;
goto lm1;
lm9: B:=X*H;
B1:=Y*H*D/F0;
B2:=Z*H/(F0*F0);
C1:=COS (H0+B);
S1:=SIN (H)+B);
D4:= ARCTAN ((E*(L0*C1-L3)+B1*L3)/(D*L0*S1));
D5:=((1-B1)*SIN (D4)*B1-B2*COS(D4))/(L0*SIN(D4+H0+B)/L3-(1-B1)*SIN
(D4));
R4:=L0*S1/(COS (D4)*(1+D5);
if B3=0 then goto lm15;
R:=SQR (L3*L3+L0*L0-2*L3*L0*C1);
C6:=(R*R+L0*L0-L3*L3)/(2*L0*R);
F4:=ARCTAN (SQR ((1-C6*C6)/C6));
C5:=(R1*R1+L0*L0-L3*L3)/(2*L0*R1);
F5:=ARCTAN (SQR (1-C5*C50/C5));
A:=F+F4-F5;
goto lm17;
lm10: B:=INT (100*B*K0+0.5)/100;
R:=INT (1000*R+0.5)/1000;
R4:=INT (100*R4+0.5)/100;
F:=INT (100*F*K0+0.5)/100;
A:=INT (100*A*K0+0.5)/100;
B1:=INT (100*B1*K0+0.5)/100;
B2:=INT (100*B2*K0+0.5)/100;
D4:=INT (100*D*D4*K0+0.5)/100;
Writeln (F:5:2,' ',R:5:2,' ',A:5:2,' ',B:5:2,' ',B1:5:2,' ',B2:5:2,' ',D4:5:2,' ',R4:5:2,'
',X1:5:2,' ',Y1:5:2);
lm11: if D>0 then goto lm12;
K:=K-P;
if K<0 then goto lm13;
goto lm18;
lm12: K:=K+P;
goto lm8;
lm13: if B3=1 then goto lm14;
Writeln ('Min. радіус кривизни теоретичного профілю кулачка =', K5);
Writeln ('Введіть діаметр ролика');
Readln (D8);
Writeln ('Введіть діаметр фрези, якою буде виготовляться кулачок');
Readln (D9);
P1:=(D9-D8)/2;
B3:=1;
D:=1;

```

```

goto lm7;
Writeln;
Writeln ('ОТРИМАНІ в результаті синтезу розрахункові значення:');
Writeln;
Writeln ('Міжосьова відстань (кулачок-коромисло) ', L7);
Writeln ('Довжина коромисла L3=', L2);
Writeln ('Радіус початкової шайби R1=', R2*L3);
Writeln;
Writeln ('ПРИЙНЯТІ, як номінальні розміри:');
Writeln ('Міжосьова відстань L0=', L0, ' мм');
Writeln ('Довжина коромисла L3=', L3, ' мм');
Writeln ('Радіус початкової шайби R1=', R1, ' мм');
Writeln ('Найменший кут між стояком і коромислом B0=', H0*K0);
Writeln ('Діаметр ролика DR=', D8, ' мм');
Writeln ('Діаметр фрези DF=', D9, ' мм');
Writeln;
Writeln ('ПОЗНАЧЕННЯ В ТАБЛИЦІ');
Writeln ('F - кут повороту кулачка');
Writeln ('R - радіус-вектор теоретичного профілю кулачка');
Writeln ('A - кутова координата радіус-вектора профілю');
Writeln ('B - кут повороту коромисла');
Writeln ('B1 - аналог кутової швидкості коромисла');
Writeln ('B2 - аналог кутового прискорення коромисла');
Writeln ('UD - кут тиску, град. ');
Writeln ('RK - радіус кривизни теоретичного профілю деталі, мм');
Writeln ('X, Y - координати положення осі обертання фрези');
Writeln
('_____
_');
Writeln ('          КІНЕЦЬ');
if G=0 then goto lm1;
goto lm9;
lm15: if R5>0 then goto lm16;
R5:=ABS (R4);
lm16: if R5<ABS (R4) then goto lm19;
R5:=ABS (R4);
lm19: goto lm11;
lm17: S7:=L0*SIN (H0+B)/R;
C7:=SQR (1-S7*S7);
A1:=ARCTAN (S7/C7);
X1:=R*COS (A)+P1*SIN (A+A1-D4);
Y1:=R*SIN (A)-P1*COS (A+A1-D4);
X1:=INT (1000*X1+0.5)/1000;
Y1:=INT (1000*Y1+0.5)/1000;

```

```
goto lm10;
Readln;
End.
```

## Додаток Р

### Приклад програми «Синтез планетарного редуктора»

```
Uses CRT;
Var Fx, Gx: Char;
    S, N1, K, Z0, Z5, Z2, Z, Z7, Z1, Z4, Z3: Integer;
    U0, E0, Y, M1, M2, N0, B, A1, J, N2, M, L, G, N, D, C1, C, U, Q, E: Real;
Label lm1, lm2, lm3, lm4, lm5, lm6, lm7, lm8, lm9, lm10, lm11, lm12, lm13,
    lm14, lm15, lm16, lm17, lm18, lm19, lm20, lm21, lm22, lm23, lm24, lm25,
    lm26, lm27, lm28, lm29, lm30, lm31, lm32, lm33, lm34, lm35, lm36, lm37,
    lm38, lm39, lm40, lm41, lm42, lm43, lm44, lm45;
Begin
Writeln ('Програма синтезу планетарних передач типу 2К-Н');
Writeln ('developed by Tsymbal V. O. ');
CLRSCR;
Writeln ('Введіть своє прізвище та ініціали');
Readln (Fx);
Writeln ('Введіть номер навчальної групи');
Readln (Gx);
Writeln ('Введіть номер схеми одноступінчастого планетарного
редуктора');
Writeln ('1 - однорядний, зачеплення зовнішнє і внутрішнє');
Writeln ('    (+2.3 < U1H < +8)');
Writeln ('2 - дворядний, зачеплення зовнішнє і внутрішнє');
Writeln ('    (+2.0 < U1H < +15)');
Writeln ('3 - дворядний, зачеплення обох пар зовнішнє');
Writeln ('    (-24 < U1H < +1)');
Writeln ('4 - дворядний, зачеплення обох пар внутрішнє');
Writeln ('    (-1 < U1H < +1)');
Readln (S);
Writeln ('Яку кількість варіантів бажано одержати?');
Readln (N1);
CLRSCR;
Writeln ('Введіть параметри технічного завдання');
Writeln ('передаточне відношення від колеса Z1 до водила');
Readln (U0);
Writeln ('припустиму похибку передаточного відношення у відсотках');
Readln (E0);
if ABS (S-2.5)>1 then goto lm1;
Writeln ('припустиме найбільше значення Y-коеф. сприймаючого зсуву');
Writeln ('пари коліс Z1, Z2 (для нульових коліс Y=0)');
```

```

Readln (Y);
lm1: Writeln ('кількість сателітних блоків');
Readln (K);
Writeln ('бажану найменшу кількість зубців у колесі Z1 (не менше 18)');
Readln (Z0);
Writeln ('можливу найбільшу кількість зубців у колесі Z1');
Readln (Z5);
Writeln ('бажану найменшу кількість зубців у колесі Z2 (не менше 18)');
Readln (Z2);
Writeln ('можливу найбільшу кількість зубців у колесі Z2');
Readln (Z);
Writeln ('допустиме найменше число зубців у колесі Z4');
Readln (Z7);
Writeln ('модуль ведучого колеса');
Readln (M1);
Writeln ('модуль нерухомого колеса');
Readln (M2);
Writeln ('Припустима кількість обертів водила, необхідних для');
Writeln ('установки під час монтажу чергового блока сателітів');
Readln (N0);
B:=M2/M1;
A1:=0;
J:=0;
N2:=0;
if S<=2 then goto lm2;
if S=3 then goto lm3;
L:=-1;
M:=1;
G:=-1;
lm44: if K=1 then goto lm4;
Z1:=INT (1+(2+Z2*(1+SIN (3.14/K)))/SIN (3.14/K));
lm14: N:=0;
lm16: D:=0;
C1:=ABS (Z1*U0*(1+K*N)/K);
C:=INT (C1)* SGN (U0);
lm20: U:=C*K/(Z1*(1+K*N));
E:=100*(U-U0)/U0;
if ABS (E)>E0 then goto lm5;
lm11: Q:=Z1*(U-1)*L;
if Q=M*Z2 then goto lm6;
Z4:=INT (0.5+(Z1+G*Z2)*Q/((Q-M*Z2)*B));
goto lm7;
lm6: Z4:=Z7;
lm7: if Z4<Z7 then goto lm8;

```



```

if S=1 then goto lm9;
Z3:=INT (0.5+M*(Z4-(Z1+G*Z2)/B));
goto lm10;
lm13: U:=U0;
goto lm11;
lm3: L:=-1;
M:=-1;
G:=1;
goto lm12;
lm2: L:=1;
M:=1;
G:=1;
lm12: Z1:=Z0;
lm18: if K=1 then goto lm13;
goto lm14;
lm5: if D=0 then goto lm15;
N:=N+1;
if N<=N0 then goto lm16;
lm8: if K=1 then goto lm17;
if D=0 then goto lm15;
lm17: Z1:=Z1+1;
if Z1<=Z5 then goto lm18;
goto lm19;
lm15: D:=1;
C:=C+1*SGN (U0);
goto lm20;
lm9: Z3:=Z2;
lm10: if A1=1 then goto lm21;
Writeln ('Z1=', Z1, ' Z2=', Z2, ' Z3=', Z3, ' Z4=', Z4, ' C=', C, ' N=', N);
lm21: if Z3<18 then goto lm19;
if K=1 then goto lm22;
if ABS (Q-Z2*Z4/Z3)>1 then goto lm8;
lm43: if (Z1+Z2*G)*M1<>(Z4-M*Z3)*M2 then goto lm23;
goto lm24;
lm23: if ABS (S-2.5)>1 then goto lm8;
if (Z4-Z3*M)*B-(Z1+Z2*G)<0 then goto lm8;
if (Z4-Z3*M)*B-(Z1+Z2*G)>Y then goto lm8;
N:=N+100;
lm24: if K=1 then goto lm25;
if Z2>=Z3*B then goto lm26;
if (Z4-M*Z3)*SIN (3.14/K)>(Z3+2) then goto lm25;
goto lm8;
lm26: if (Z1+Z2*G)*SIN (3.14/K)<(Z2+2) then goto lm8;
lm25:if S=3 then goto lm27;

```

```

if Z4<(Z3*Z3-34)/(2*Z3-34) then goto lm8;
lm27: J:=J+1;
U:=INT (10000*U+0.5)/10000;
E:=INT (100*E+0.5)/100;
if A1=1 then goto lm28;
Writeln ('Синтез планетарного редуктора');
Writeln (' Виконавець ', Fx, ' група ', Gx');
Write ('Вихідні дані: U1H=', U0);
if S=1 then goto lm29
else if S=2 then goto lm30
else is S=3 then goto lm31;
Writeln (' Схема 4');
goto lm32;
lm29: Writeln (' Схема 1');
goto lm32;
lm30: Writeln (' Схема 2');
goto lm32;
lm31: Writeln (' Схема 3');
goto lm32;
lm32: Writeln ('Z1 min=', Z0, ' Z1 max=', Z5, ' Z2 min=', Z2, ' Z2 max=', Z);
Writeln ('M1=', M1, ' M2=', M2, ' K=', K, ' E=', E0, '%', ' N=', N0);
Writeln
(' _____ ');
);
if A1=1 then goto lm33;
P:=P+1;
goto lm33;
lm33: Writeln ('N П/П Z1 Z2 Z3 Z4');
Writeln ('[N]=', N0);
A1:=1;
lm28: Writeln (J, ' ', Z1, ' ', Z2, ' ', Z3, ' ', Z4, ' ', N);
lm45: Writeln (J, ' ', U, ' ', E, ' ', Z1, ' ', Z2);
if N>=100 then goto lm34;
Writeln (' ', Z3, ' ', Z4, ' ', N);
goto lm35;
lm34: N2:=N;
N:=N-100;
Writeln (' ', Z3, ' ', Z4, ' ', N, ', кор. ');
lm35: if J<N1 then goto lm8;
lm42: if A1=0 then goto lm36;
if N2<100 then goto lm37;
Writeln ('Примітка:');
Writeln ('1. Для механізму з поміткою кор. умову співвісності');
Writeln ('виконати шляхом корегування коліс Z1 і Z2');

```

```

Writeln ('2. Величина коеф. сприймаючого зсуву не більше  $Y_{max} = Y$  ');
lm37: Writeln
('_____');
);
Writeln ('Розрахунки виконані');
goto lm38;
lm4: if Z2<=Z6 then goto lm39;
Z1:=Z2+8;
goto lm40;
lm39: Z1:=INT ((Z2*Z2-34)/(2*Z2-34))
lm40: if Z1>Z5 then goto lm19
else if Z1>=Z0 then goto lm13;
Z0:=Z1;
goto lm13;
lm19: Z2:=Z2+1;
if Z2<=Z then goto lm41;
goto lm42;
lm36: Writeln ('Розрахунками не виявлено механізму, який задовольняє
поставленим умовам');
Writeln ('Уточніть вихідні дані');
goto lm43;
lm22: U:=1+L*Z2*Z4/(Z1*Z3);
E:=100*(U-U0)/U0;
if ABS (E)<E0 then goto lm43;
goto lm8;
lm41: if S=4 then goto lm44
else goto lm12;
lm38: P:=P+1;
goto lm45;
lm43: End.

```

### Додаток С

#### Приклад програми «Визначення геометричних параметрів зубчастого зачеплення»

```

Uses CRT;
Var m, z1, z2: Integer;
    ha, hf, c, ro, alfa, p, r1, r2, rb1, rb2, S, rf1, rf2,
    aw, h, ra1, ra2: Real;
Begin
Writeln ('Визначення геометричних параметрів зубчастого зачеплення');
Writeln ('developed by Tsymbal V. O. ');
ha:=1.0;
hf:=1.25;
c:=0.25;

```

```

ro:=0.38;
alfa:=20.0;
Writeln ('Введіть вихідні дані:');
Writeln ('модуль зубців');
Readln (m);
Writeln ('кількість зубців першого колеса');
Readln (z1);
Writeln ('кількість зубців другого колеса');
Readln (z2);
CLRSCR;
p:=3.14*m;
r1:=m*z1/2;
r2:=m*z2/2;
rb1:=r1*cos (alfa);
rb2:=r2*cos (alfa);
S:=3.14*m/2;
rf1:=m*(z1/2-ha-c);
rf2:=m*(z2/2-ha-c);
aw:=m*(z1+z2)/2;
h:=m*(2*ha+c);
ra1:=m*(z1/2+ha);
ra2:=m*(z2/2+ha);
Writeln ('Результати синтезу:');
Writeln ('крок зачеплення p=', p:4:2);
Writeln ('радіуси ділительних кіл r1=', r1:4:2);
Writeln ('          r2=', r2:4:2);
Writeln ('радіуси основних кіл rb1=', rb1:4:2);
Writeln ('          rb2=', rb2:4:2);
Writeln ('товщина зубців S=', S:4:2);
Writeln ('радіуси западин rf1=', rf1:4:2);
Writeln ('          rf2=', rf2:4:2);
Writeln ('міжосьова відстань aw=', aw:4:2);
Writeln ('висота зубців h=', h:4:2);
Writeln ('радіуси вершин ra1=', rf1:4:2);
Writeln ('          ra2=', rf2:4:2);
Readln;
End.

```

*Навчальне видання*

**Вірник Микола Миколайович  
Булига Юрій Володимирович**

**КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ  
З ТЕОРІЇ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН**

**Навчальний посібник**

Редактор О. Скалоцька

Оригінал-макет підготовлено Ю. Булигою

Підписано до друку .....  
Формат 29,7x42¼. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman.  
Друк різнографічний Ум. друк. арк. ....  
Наклад прим. Зам. № 2012–.....

Вінницький національний технічний університет,  
навчально-методичний відділ ВНТУ.  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Тел. (0432) 59-87-38.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.

Віддруковано у Вінницькому національному технічному університеті  
в комп'ютерному інформаційно-видавничому центрі  
21021, м. Вінниця, Хмельницьке шосе, 95.  
ВНТУ, ГНК, к. 114.  
Тел. (0432) 59-87-38.  
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи  
серія ДК № 3516 від 01.07.2009 р.