

**КАБІНЕТ МІНІСТРІВ УКРАЇНИ
МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ АГРАРНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

О.І.Єременко

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК

*РЕКОМЕНДОВАНО
МІНІСТЕРСТВОМ АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ
ЯК НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК ДЛЯ СТУДЕНТІВ ВИЩИХ
НАВЧАЛЬНИХ ЗАКЛАДІВ ТЕХНІЧНОГО ПРОФІЛЮ
3-4 РІВНІВ АКРЕДИТАЦІЇ*

**Київ
Видавництво НАУ
2004**

ББК 34.41

ТЗЗ

УДК 621.01

Рецензенти:

кандидат технічних наук, доцент **С.Л. Панов**
(*Київський інститут економіки і технологій транспорту*),

кандидат технічних наук, доцент **О.І. Литвинов**
(*Національний аграрний університет*)

Єременко О.І. Теорія механізмів і машин. Навчальний посібник. Завдання з прикладами для самостійної роботи студентів. - Київ: Видавничий центр НАУ, 2004. – 150 с.

Навчальний посібник з теорії механізмів і машин відповідає програмі для технічних спеціальностей вищих аграрних навчальних закладів освіти III – IV рівнів акредитації.

ISBN 966-7906-06-02

- © Єременко О.І., 2004
- © Кафедра механіки і ТММ
НАУ, оригінал-макет, 2004
- © Національний аграрний
університет, 2004

ПЕРЕДМОВА

Навчальний посібник з теорії механізмів і машин призначений для полегшення самостійної роботи студентів, зокрема під керівництвом викладача. Він написаний на основі досвіду викладання на кафедрі механіки і ТММ факультету механізації сільського господарства Національного аграрного університету протягом ряду років. Він відповідає програмі зі спеціальності "механізація сільського господарства".

У посібнику розроблена велика кількість завдань з основних ключових тем курсу. Це пояснюється необхідністю проведення позааудиторної самостійної роботи зразу для кількох потоків студентів. Наведені приклади виконання завдань. Складені питання та завдання для роботи над теоретичною частиною курсу. Розроблені тести для оцінки чи самооцінки знань студентів. Для зручності проведення самостійної роботи в ряді розділів викладені деякі основні теоретичні положення.

Самостійна робота поділена на змістові модулі у відповідності з модульно-рейтинговою системою навчання студентів.

Навчальний посібник може бути використаний студентами та викладачами машинобудівних і механічних спеціальностей вищих технічних навчальних закладів.

Розділ 1. САМОСТІЙНА РОБОТА НАД ТЕОРЕТИЧНОЮ ЧАСТИНОЮ КУРСУ

Наводимо питання та завдання для самостійної роботи над теоретичною частиною кожного змістового модуля курсу теорії механізмів і машин.

Після назви кожного модуля наводиться одне джерело зі списку рекомендованої літератури [3], яке є найбільш зручним у користуванні для студентів Національного аграрного університету.

1.1. Модуль 1. Вступ. Структурний аналіз механізмів

[3, с. 4 ... 20]

1. Що називається машиною, механізмом, ланкою?
2. Дати визначення кінематичної пари. Указати можливі та неможливі рухи в одно- та дворухомих парах.
3. Навести приклади нижчих та вищих пар.
4. Дати визначення кінематичного ланцюга.
5. Які бувають кінематичні ланцюги?
6. Що називається кінематичним з'єднанням?
7. Вивести формулу Сомова-Малишева.
8. Одержати формулу Чебишева.
9. Указати область застосування формул Сомова-Малишева, Чебишева та Добровольського.
10. Навіщо вводяться надлишкові в'язі та зайві ступені вільності?
11. Скільки ланок входить до складу структурної групи?
12. Навести приклади контурів різних класів.
13. Дати визначення механізму I класу та структурної групи Ассура.
14. Який принцип утворення плоских механізмів?

1.2. Модуль 2. Кінематичне дослідження важільних механізмів

[3, с. 21 ... 38]

1. Дати визначення кінематичної схеми механізму.
2. Назвати основні задачі кінематичного дослідження механізмів.
3. У якій послідовності проводиться кінематичний аналіз механізмів?
4. Схематично без розрахунків побудувати плани швидкостей і прискорень механізму I класу.
5. Побудувати схематично без розрахунків план швидкостей групи II класу 1 виду. Показати напрями кутових швидкостей ланок.
6. Як формулюються теореми подібності для планів швидкостей та прискорень?
7. Як застосовуються теореми подібності для визначення швидкостей та прискорень точок ланок?
8. Схематично без розрахунків побудувати план прискорень групи II класу 1 виду. Показати напрями кутових прискорень ланок.
9. Як знаходиться напрям прискорення Коріоліса?
10. Як визначаються напрями кутових швидкостей і кутових прискорень ланок?
11. Схематично без розрахунків побудувати плани швидкостей і прискорень для груп II класу 2 і 3 видів.
12. У якій послідовності будуються плани положень механізмів?
13. Що називається шатунною кривою?
14. Як визначаються крайні положення кривошипно-коромислового, кривошипно-повзунного та кулісного механізмів?
15. Викласти послідовність побудови діаграм переміщень, швидкостей та прискорень.

1.3. Модуль 3. Кінематичне дослідження зубчастих механізмів

[3, с. 103 ... 118]

1. Які зубчасті механізми називаються редукторами, а які – мультиплікаторами?
2. Як визначається передаточне відношення триланкових зубчастих механізмів?
3. Вивести формули для визначення передаточних відношень одноступінчастих та багатоступінчастих зубчастих механізмів.
4. Чим відрізняються планетарні та диференціальні зубчасті механізми?
5. Як називаються колеса з нерухомими та рухомими осями планетарної передачі?
6. Вивести формулу Вілліса.
7. Вивести формулу для визначення передаточних відношень планетарних механізмів.
8. Викласти суть методу Кутцбаха – Смірнова.
9. Побудувати схематично плани лінійних швидкостей коліс однорядної та дворядної планетарної передачі. Вивести формули для визначення кутових швидкостей сателітів.

1.4. Модуль 4. Динаміка механізмів і машин

ВСТУП ДО ДИНАМІЧНОГО ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

[3, с. 39 ... 42]

1. Що визначається в першій та другій задачах динаміки механізмів і машин?
2. Що називається механічними характеристиками машин?
3. Дати характеристику сил опору та рушійних.

4. Схематично навести механічну характеристику асинхронного електродвигуна змінного струму, на якій показати ділянку стійкої роботи.
5. Назвати та показати фази індикаторної діаграми чотиритактного двигуна внутрішнього згоряння.

СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

[3, с. 42 ... 52]

1. Для чого проводиться силовий розрахунок?
2. Чи є групи Ассура статично визначеними?
3. За якими формулами визначаються сили та моменти сил інерції?
4. Навести послідовність силового розрахунку.
5. Схематично, без розрахунків, провести силовий аналіз груп Ассура II класу 1, 2, 3 видів.
6. У якій послідовності проводиться силовий розрахунок кривошипа?
7. Як визначається зрівноважуючий момент методом Жуковського?

ТЕРТЯ

[3, с. 52 ... 61]

1. Що являє собою сила тертя?
2. Чим відрізняється сухе тертя від рідинного?
3. Якою є умова рівноваги тіла при терті спокою?
4. Навести формулу для визначення сили тертя руху.
5. Викласти сучасні погляди на сухе тертя.
6. Як враховуються сили тертя в поступальній кінематичній парі?
7. Як визначається коефіцієнт тертя клинчастого повзуна?

8. Які шляхи зменшення рушійної сили при рівномірному перекочуванні циліндра?
9. Навести основні вимоги, необхідні для існування рідинного тертя.
10. Написати формулу для розрахунку моменту тертя в обертальній кінематичній парі.

АНАЛІЗ РУХУ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

[3, с. 61 ... 76]

1. На основі яких рівностей проводиться зведення сил та мас?
2. Чи залежать зведені моменти сил та інерції від положення механізму та від кутової швидкості кривошипа?
3. Написати рівняння руху машинного агрегату в формі кінетичної енергії.
4. Вивести рівняння руху в диференціальній формі.
5. Назвати три характерні режими руху машини.
6. Як будуються графіки робіт і приросту кінетичної енергії?
7. Схематично показати побудову діаграми енергомаси.
8. Навести алгоритм визначення кутової швидкості кривошипа в залежності від кута повороту.
9. Чому кривошип обертається нерівномірно?
10. Як зменшити коефіцієнт нерівномірності руху машинного агрегату?
11. У яких межах змінюється коефіцієнт нерівномірності руху?
12. Навести послідовність визначення моменту інерції маховика за діаграмою Віттенбауера.

ЗРІВНОВАЖУВАННЯ І ВІБРОЗАХИСТ МЕХАНІЗМІВ

[3, с. 76 ... 84]

1. Що являють собою статична та динамічна незрівноваженості ротора?
2. Викласти умови статичної та моментної зрівноваженості.
3. Навести методику балансування роторів.
4. У якому випадку рама механізму не коливається?
5. У чому полягає метод замінюючих мас?
6. Описати способи зменшення амплітуди коливань.

1.5. Модуль 5. Синтез механізмів**КУЛАЧКОВІ МЕХАНІЗМИ**

[3, с. 85 ... 103]

1. Дати визначення кулачкового механізму, кулачка, штовхача, коромисла.
2. Викласти суть методу обернення руху.
3. Які кути відносяться до фазових та профільних?
4. Для яких кулачкових механізмів профільні кути рівні фазовим, а для яких – ні?
5. Як знайти хід штовхача для деякого кута повороту кулачка?
6. Дати порівняльну оцінку законів руху штовхача.
7. Чим відрізняються теоретичний та дійсний профіль кулачка?
8. Який зв'язок між кутом тиску і мінімальним радіусом центрального профілю кулачка?
9. Навести максимальне припустиме значення кута тиску.
10. Викласти послідовність визначення основних розмірів кулачкових механізмів.
11. У якій послідовності проводиться синтез кулачкових механізмів з тарілчастим штовхачем?

12. Як визначається профіль кулачка по заданому закону руху вихідної ланки?
13. Як вибирається радіус ролика кулачкового механізму?
14. Навести приклади еквівалентних механізмів.

ТЕОРІЯ ЗУБЧАСТИХ ЗАЧЕПЛЕНЬ

[3, с. 118 ... 159]

1. Назвати основні елементи зубчастого колеса.
2. Дати визначення основної теореми теорії плоского зачеплення.
3. Що являє собою рейкове зачеплення?
4. Назвати основні властивості евольвентного зачеплення.
5. Як виготовляються зубчасті колеса методами копіювання, обкатки та накатування?
6. Навести основні параметри вихідного контуру.
7. Написати формули для визначення параметрів зубчастого колеса та циліндричного евольвентного зовнішнього зачеплення.
8. Дати визначення теоретичної та активної лінії зачеплення, робочого профілю зуба.
9. Дати визначення нульових, додатних та від'ємних зубчастих коліс.
10. Зробити порівняльну оцінку нульових, рівнозміщених та нерівнозміщених зубчастих передач.
11. Як виключити підрізання зубів коліс?
12. Що показує значення коефіцієнта перекриття?
13. Що називається коефіцієнтом питомого ковзання?
14. Навести формули для розрахунку коефіцієнтів питомого ковзання.
15. Для однорядної та дворядної планетарних передач навести умови співвісності, сусідства, складання.
16. Назвати переваги коліс зі зміщенням.
17. Навести особливості внутрішнього, косозубого, конічного та черв'ячного зачеплень.

Розділ 2. Модуль 1. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КЛАСИФІКАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ

2.1. Основні поняття структурного аналізу

Кінематичною парою називається рухоме з'єднання двох стичних ланок. Тобто таких, які стикаються, дотикаються чи перебувають у контакті.

Кінематичні пари поділяються на нижчі, у яких стикання відбувається по поверхні, і вищі, у яких по лініях або в точках.

Внутрішня ланка однорухомої нижчої кінематичної пари V класу поступальної (рис. 2.1, а) може пересуватись тільки вздовж отвору зовнішньої. Обертання виключається конструктивно, наприклад, шпоночним чи шліцевим з'єднанням. Для цієї пари число ступенів вільності однієї ланки відносно іншої становить $H = 1$. Число умов в'язі, які накладаються парою на рух однієї ланки відносно іншої, – $S = 5$.

Одна ланка однорухомої нижчої пари V класу обертальної (рис. 2.1, б) може тільки обертатись відносно іншої. Тому для неї $H = 1$, $S = 5$.



Рис. 2.1

Кінематичним ланцюгом називається система ланок, з'єднаних між собою кінематичними парами.

Структурна формула для плоских механізмів з не тільки поступальними парами (формула Чебишева):

$$W = 3n - 2p_1 - p_2,$$

де W – число ступенів вільності просторового механізму відносно стояка, яке називається числом ступенів рухомості чи, коротко, ступенем рухомості; n – число рухомих ланок; де p_1, p_2 – відповідно кількість одно-, та дворухомих пар V, IV класу.

Механізм I класу чи початковий складається з кривошипа 1 (рис. 2.2, а) або повзуна 1 (рис. 2.2, б), стояка 0 і відповідно однорухомої обертальної або поступальної кінематичної пари O V класу між ними.

Число ступенів рухомості механізму I класу

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1.$$

Далі будемо розглядати механізм I класу тільки з кривошипом.

Структурною групою Ассура називається плоский кінематичний ланцюг, який:

1. має число ступенів вільності, рівне нулю, якщо його приєднати до стояка вільними елементами кінематичних пар;
2. він не ділиться на більш прості з нульовим ступенем рухомості.

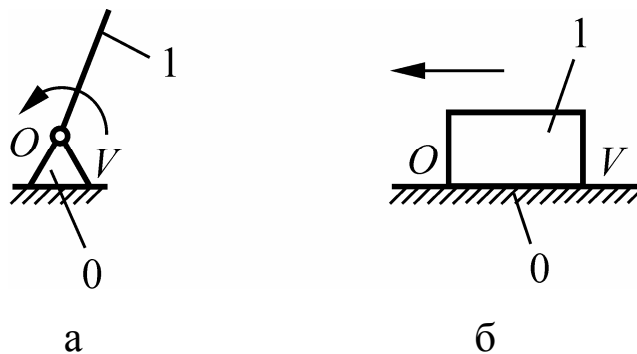


Рис. 2.2

Групи II класу (діади) складаються з двох ланок. Вони поділяються на 5 видів (рис. 2.3). Для груп 2 ... 5 видів показані частинні випадки. У групі 1 виду спільна кінематична пара і вільні елементи – обертальні. Інші види груп II класу можна одержати заміною окремих обертальних пар чи їх вільних елементів поступальними.

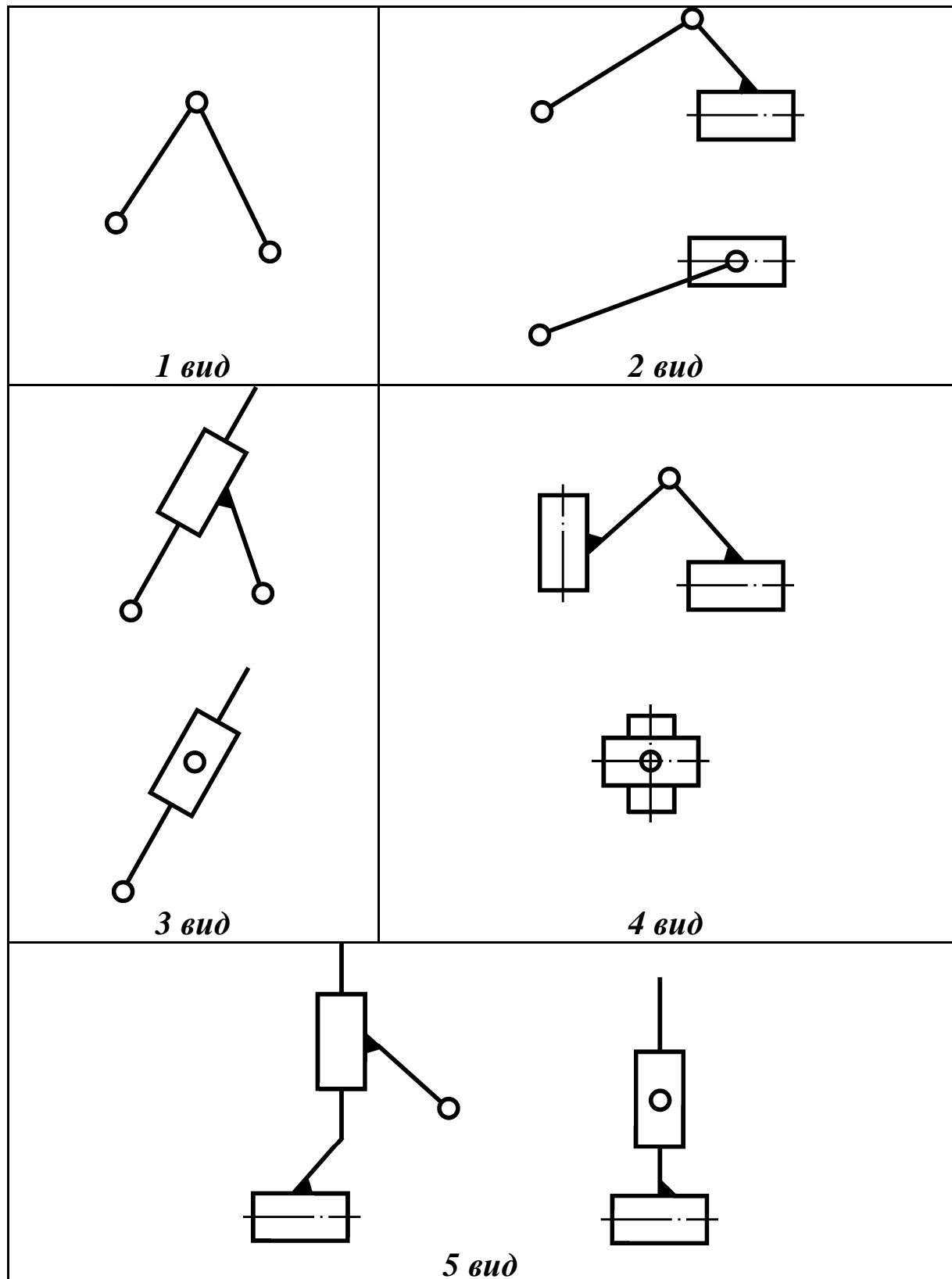


Рис. 2.3

Ступінь рухомості кожної з цих груп

$$W = 3n - 2p_1 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0.$$

Усі ці групи 2-го порядку, бо мають по 2 вільні елементи кінематичних пар.

Номер класу механізму дорівнює найбільшому номеру класу групи, яка входить до його складу.

Класифікація механізмів потрібна для вибору методів їх розрахунку.

Розглянемо назви ланок важільних механізмів.

Ланка, яка обертається навколо нерухомої осі на кут, який більше або дорівнює 2π , називається кривошипом, а на кут менше 2π – коромислом (важелем).

Повзуном називається ланка, яка рухається вздовж напрямної.

Кулісою називається коромисло, вздовж якого рухається повзун. Повзун куліси називається кулісним каменем.

Шатуном називається ланка з двома обертальними парами на кінцях, яка здійснює одночасно поступальні та обертальні рухи.

Нерухома ланка механізму називається стояком.

Кінематичною схемою механізму називається його умовне зображення в масштабі.

2.2. Приклади структурного аналізу механізмів

Кривошипно-коромисловий механізм (рис. 2.4, а).

Входить до складу машини для прибирання снігу, сіноворушилки, порційних автоматів.

Нумеруємо ланки. Стояк завжди нумерується цифрою 0, кривошип – 1. Далі нумерація проводиться в напрямі від механізму I класу до стояка.

Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, шатуна 2, коромисла 3.

Позначаємо кінематичні пари. Пара між стояком і кривошипом позначається великою латинською літерою *O*. Наступні пари позначаються по порядку в напрямі від механізму I класу до стояка великими літерами латинського (англійського, німецького, французького) алфавіту: *A, B, C, D, E, F, G, H, ...*

Число ступенів рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.4, б) та групу Ассура (рис. 2.4, в).

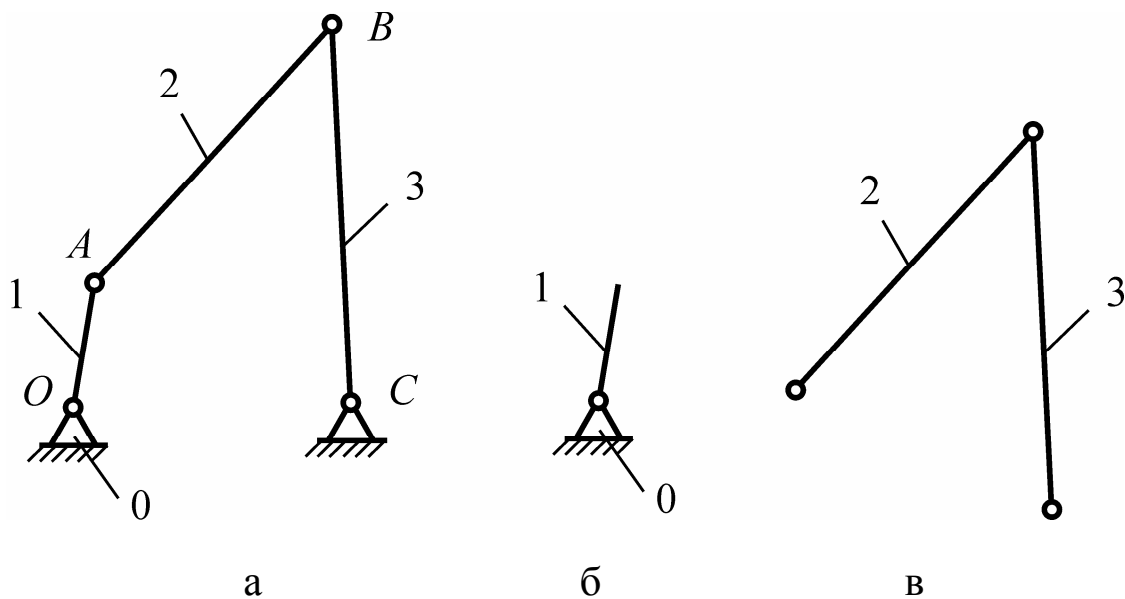


Рис. 2.4

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 1 \text{ в. } (2,3).$$

За визначенням маємо механізм II класу.

Кривошипно-повзунний механізм (рис. 2.5, а).

Є складовою частиною поршневих двигунів, компресорів, насосів.

Нумеруємо ланки: стояк – цифрою 0, кривошип – 1. Далі – у напрямі від механізму I класу до стояка.

Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, шатуна 2, повзуна 3.

У такому ж напрямі позначаємо кінематичні пари O, A . Ланка 3 утворює дві пари. Одну – з ланкою 2. Вона позначається B_2 . Другу – з ланкою 0. Позначається B_0 . За таким же принципом позначаються кінематичні пари інших механізмів.

Ступінь рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.5, б) та групу Ассура (рис. 2.5, в).

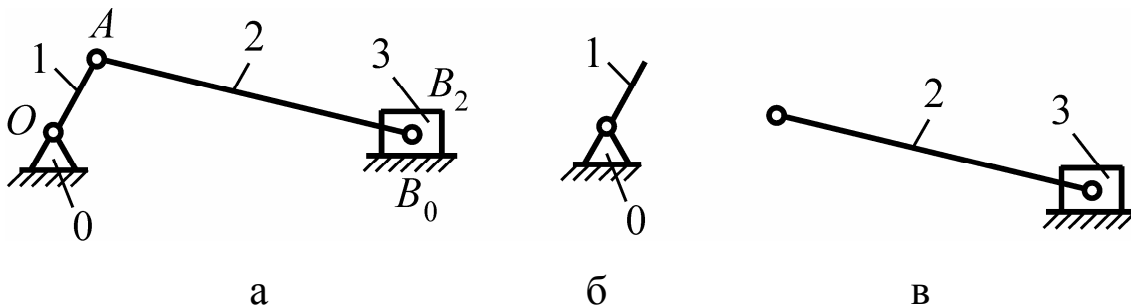


Рис. 2.5

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 2 \text{ в. } (2,3).$$

Маємо механізм II класу.

Кулісний механізм (рис. 2.6, а) є складовою частиною стругальних верстатів.

Аналогічно нумеруємо ланки та позначаємо кінематичні пари. Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, кулісного каменя 2, куліси 3.

Ланка 2 утворює дві пари. Одну – з ланкою 1. Вона позначається A_1 . Другу – з ланкою 3. Позначається A_3 .

Число ступенів рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.6, б) та структурну групу (рис. 2.6, в).

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 3 \text{ в. } (2,3).$$

За визначенням маємо механізм II класу.

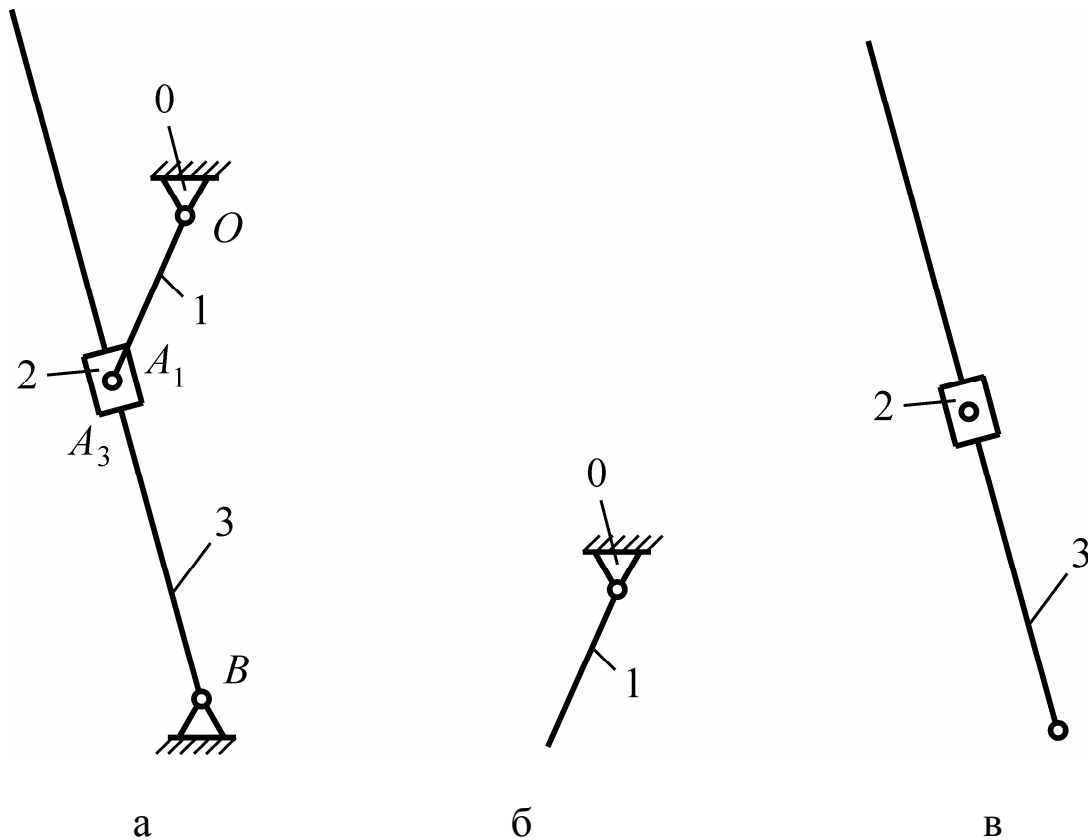


Рис. 2.6

Кулісний механізм (рис. 2.7, а) іншої конструкції.

Нумеруємо ланки та позначаємо кінематичні пари. Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, куліси 2, кулісного каменя 3.

Ланка 2 утворює пари з ланками 2 та 0. Вони позначаються відповідно B_2 та B_0 .

Ступінь рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.7, б) та структурну групу (рис. 2.7, в).

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 3 \text{ в. } (2,3).$$

Маємо механізм II класу.

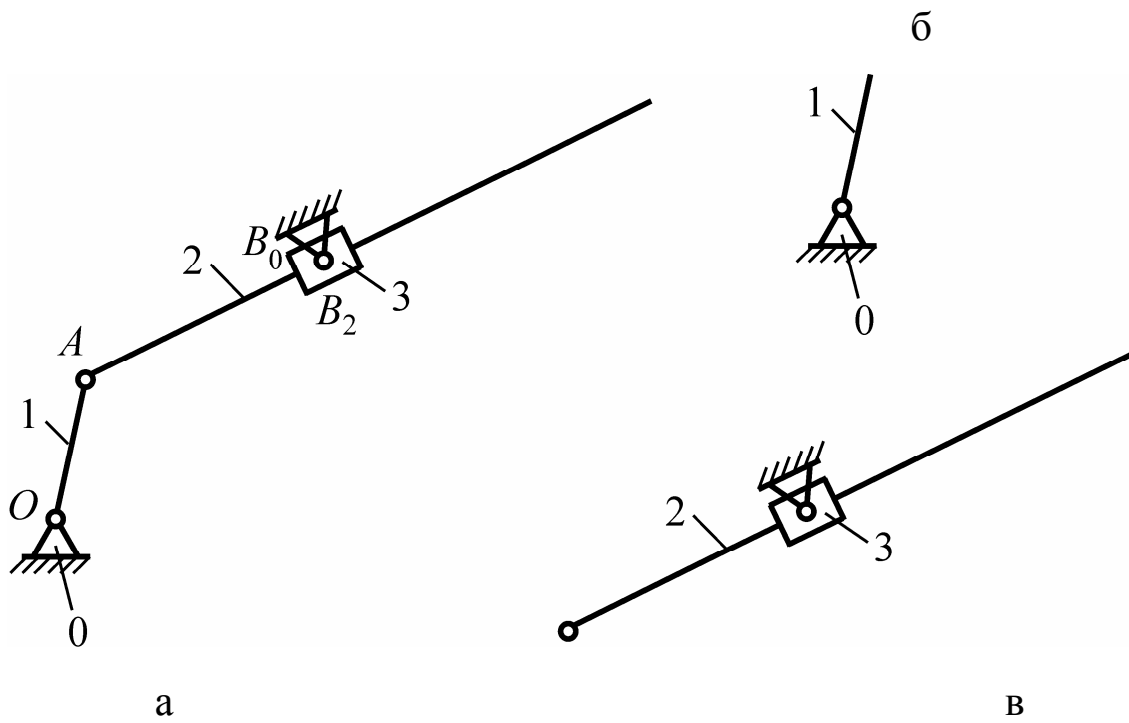


Рис. 2.7

Синусний механізм (рис. 2.8, а). У ньому переміщення повзуна 2 пропорційне синусу кута повороту кривошипа 1.

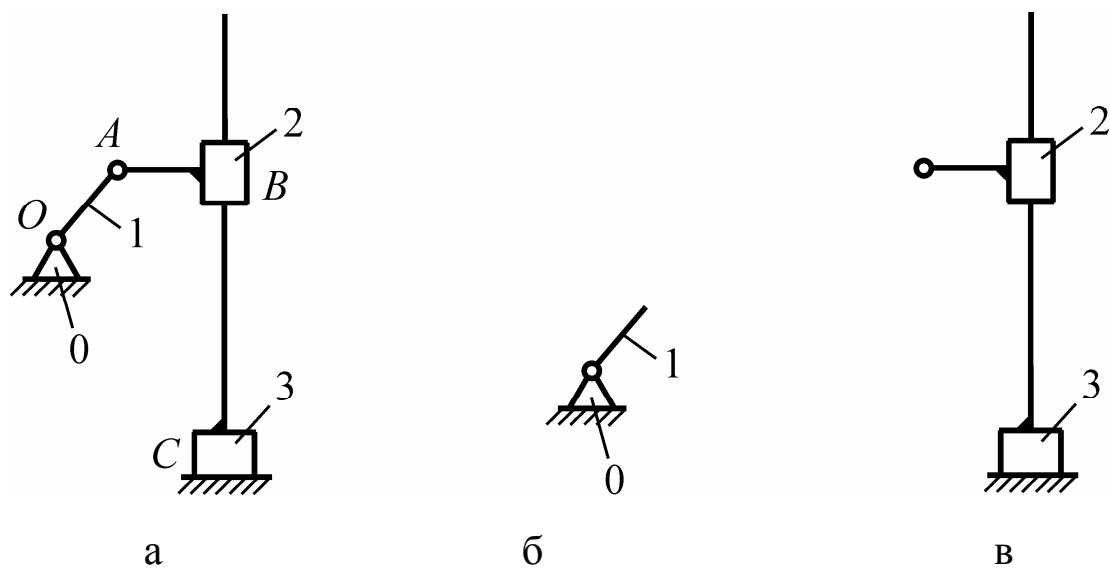


Рис. 2.8

Нумеруємо ланки та позначаємо кінематичні пари. Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, повзунів 2 і 3.

Зображення, яке знаходиться зліва і справа потовщення на повзуні 2, є однією ланкою. Аналогічний зміст має потовщення на повзуні 3.

Число ступенів рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.8, б) та групу Ассура (рис. 2.8, в).

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 5 \text{ в. } (2,3).$$

За визначенням маємо механізм II класу.

Тангенсний механізм (рис. 2.9, а). У ньому переміщення повзуна 3 пропорційне тангенсу кута повороту кривошипа 1.

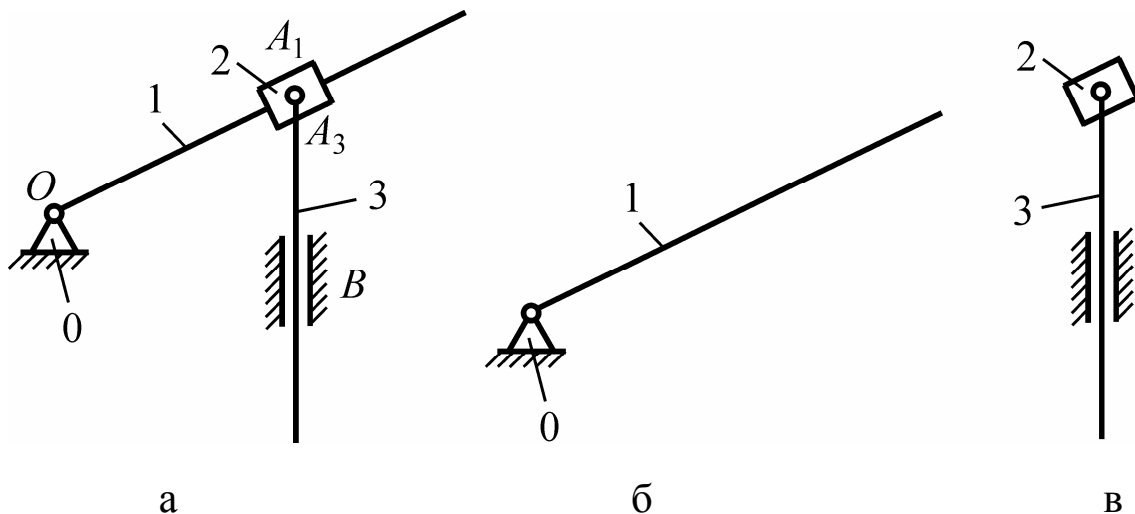


Рис. 2.9

Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, повзунів 2 і 3. З точки зору кінематичного аналізу ланки 1 і 2 краще назвати кулісою і кулісним каменем.

Число ступенів рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.9, б) та структурну групу (рис. 2.9, в).

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 4 \text{ в. } (2,3).$$

Маємо механізм II класу.

Механізм преса (рис. 2.10, а).

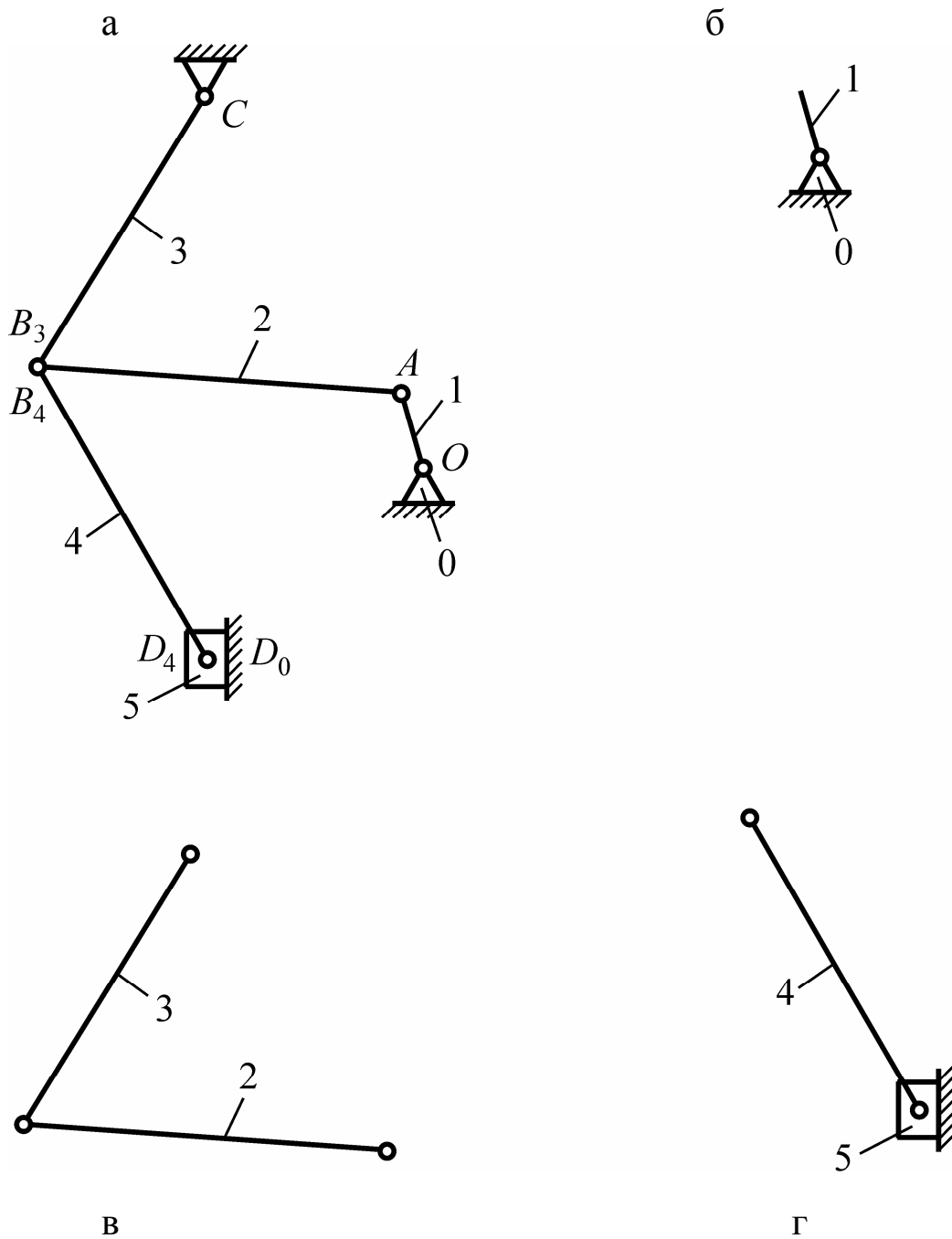


Рис. 2.10

Нумеруємо ланки та позначаємо кінематичні пари в найкоротшому напрямі від механізму I класу до стояка.

Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, шатуна 2, коромисла 3, шатуна 4 та повзуна 5.

Ланка 2 утворює пари з ланками 3 та 4, які позначаються відповідно B_3 та B_4 . Ланка 5 утворює пари з ланками 4 та 0. Вони позначаються D_4 та D_0 .

Ступінь рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.10, б), першу приєднану структурну групу (рис. 2.10, в) та другу (рис. 2.10, г).

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 1 \text{ в. } (2,3) \leftarrow \text{II кл. } 2 \text{ в. } (4,5).$$

За визначенням маємо механізм II класу.

Механізм інерційного конвеєра (рис. 2.11, а), який використовується для транспортування сипучих вантажів.

Нумеруємо ланки та позначаємо кінематичні пари в найкоротшому напрямі від механізму I класу до стояка.

Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, шатунів 2, 4 та коромисел 3, 5.

Ланка 2 утворює пари з ланками 3 та 4. Вони позначаються відповідно B_3 та B_4 .

Ступінь рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.11, б), першу приєднану структурну групу (рис. 2.11, в) та другу (рис. 2.11, г).

Формула будови

$$\text{I кл. } (0,1) \leftarrow \text{II кл. } 1 \text{ в. } (2,3) \leftarrow \text{II кл. } 1 \text{ в. } (4,5).$$

Маємо механізм II класу.

Механізм стругального верстата (рис. 2.12, а).

Використовується для обробки деталей.

Нумеруємо ланки та позначаємо кінематичні пари в найкоротшому напрямі від механізму I класу до стояка.

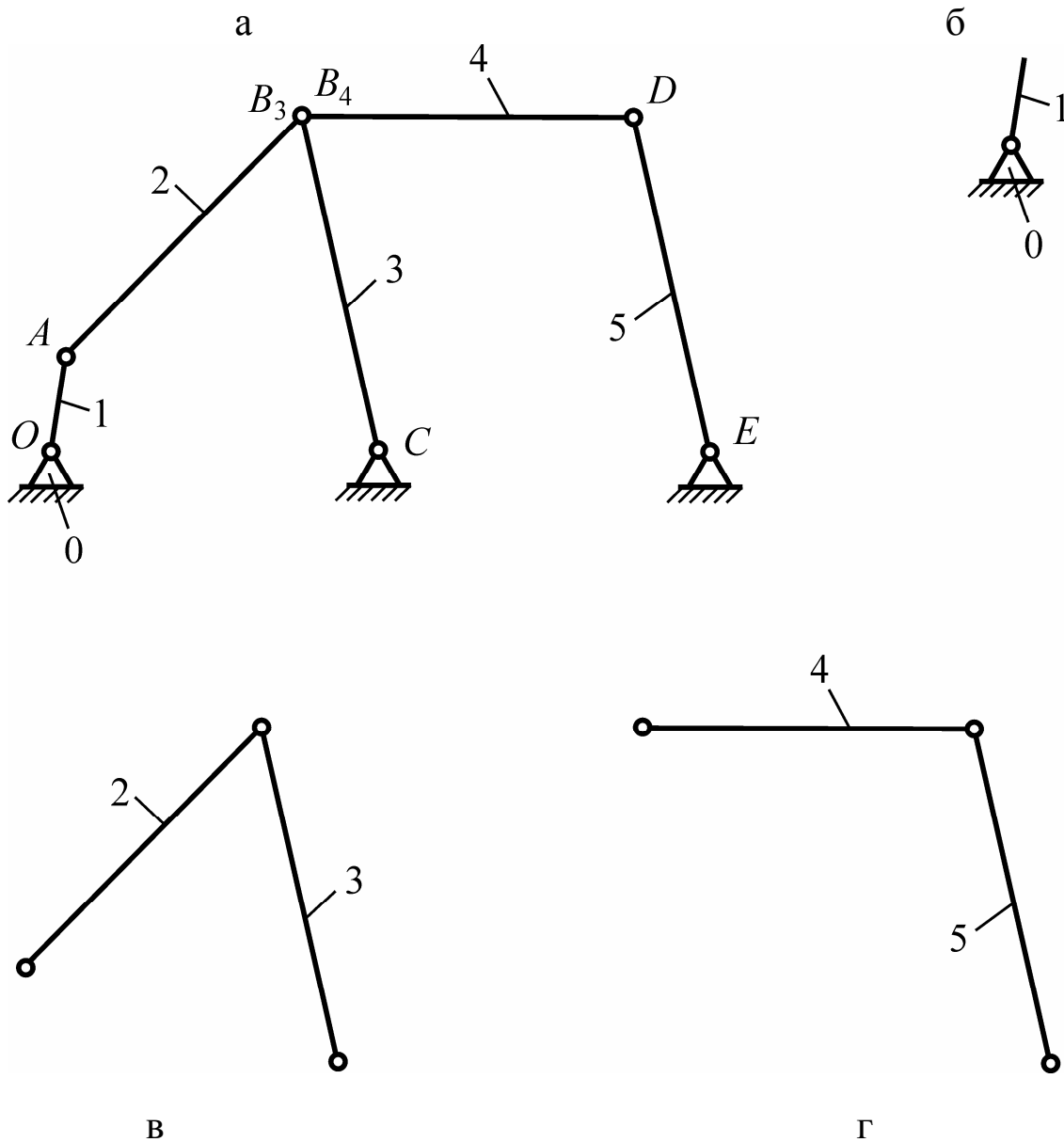


Рис. 2.11

Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, кулісного каменя 2, куліси 3, шатуна 4, повзуна 5.

Ланка 2 утворює пари з ланками 1 та 3. Вони позначаються відповідно A_1 та A_3 . Ланка 5 утворює пари з ланками 4 та 0, які позначаються D_4 та D_0 .

Число ступенів рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.12, б), першу та другу приєднані структурні групи (рис. 2.12, в, г).

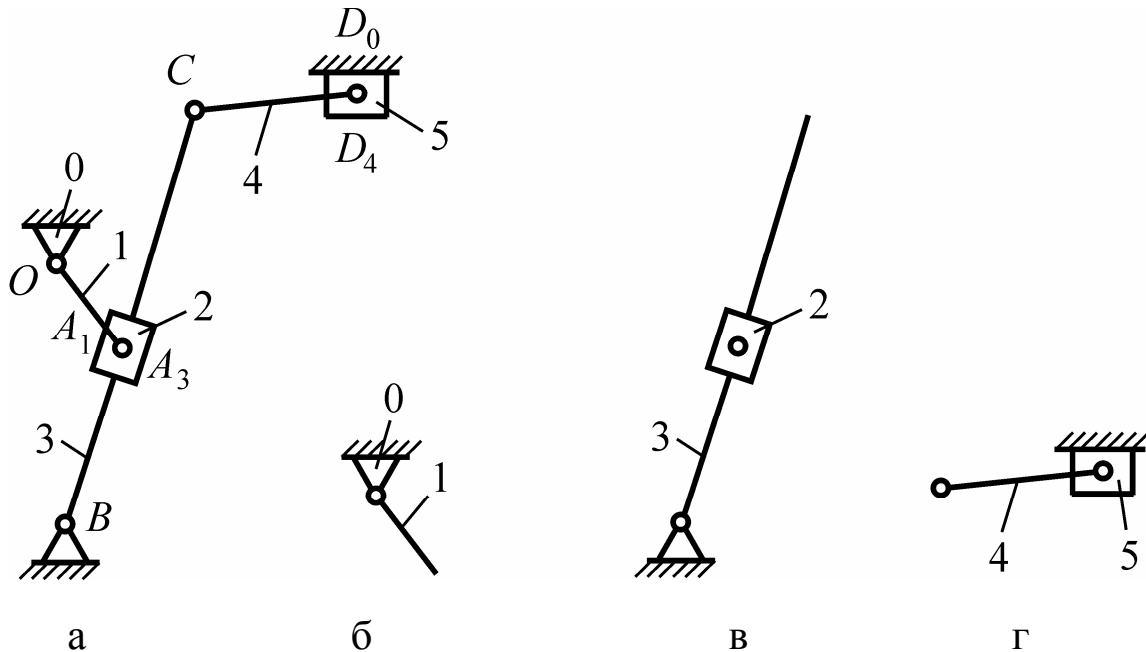


Рис. 2.12

Формула будови

I кл. (0,1) ← II кл. 3 в. (2,3) ← II кл. 2 в. (4,5).

За визначенням маємо механізм II класу.

Механізм II класу (рис. 2.13, а). Не всі механізми мають спеціальну назву.

Нумеруємо ланки та позначаємо кінематичні пари в найкоротшому напрямі від механізму I класу до стояка.

Механізм складається зі стояка 0, кривошипа 1, повзунів 2 і 3, шатуна 4 та коромисла 5.

Зображення, яке знаходиться зверху та знизу дужки біля пари D є одною ланкою.

Число ступенів рухомості

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Виділяємо механізм I класу (рис. 2.13, б), першу та другу приєднані структурні групи (рис. 2.13, в, г).

Формула будови

I кл. (0,1) ← II кл. 5 в. (2,3) ← II кл. 1 в. (4,5).
 Маємо механізм II класу.

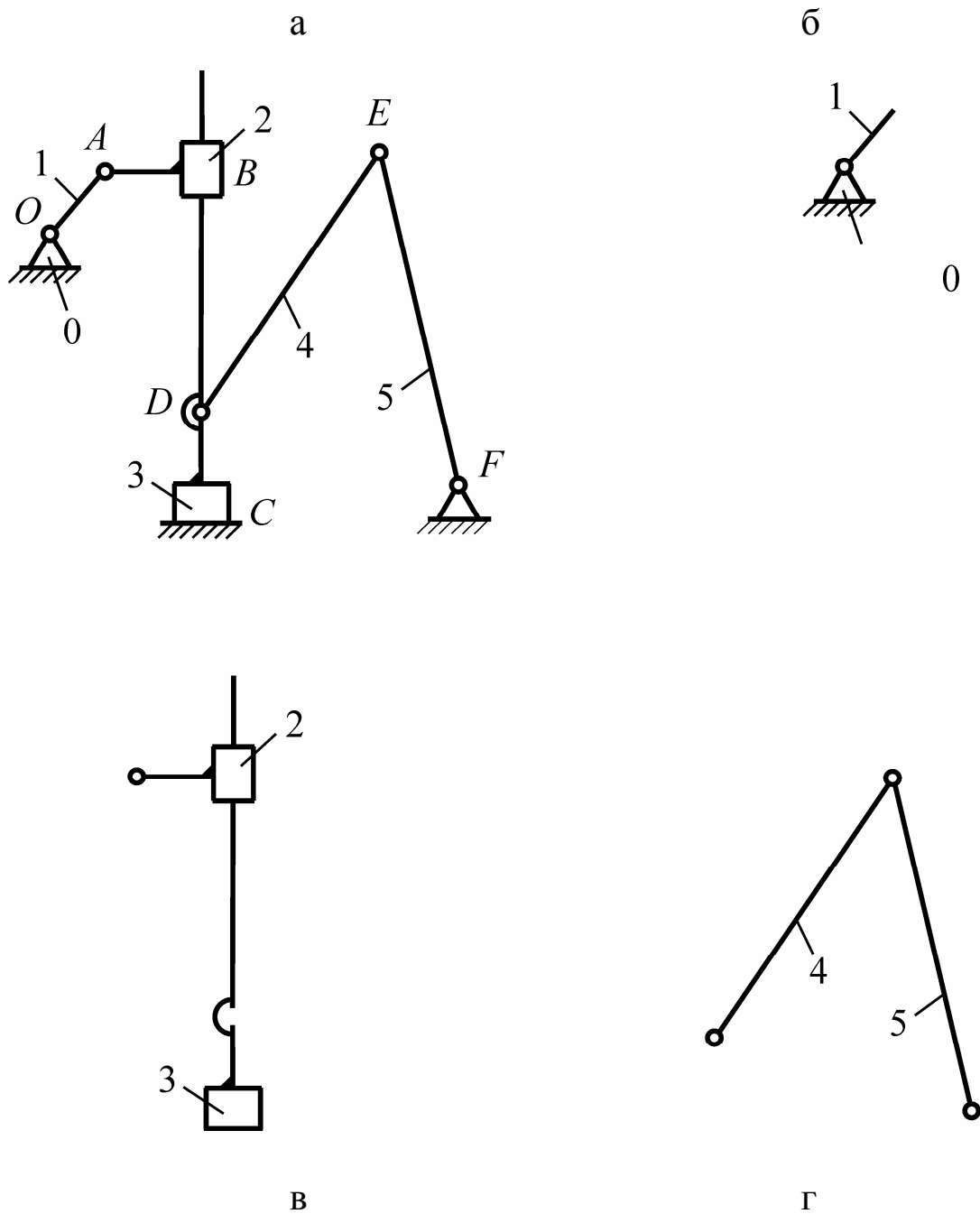


Рис. 2.13

2.3. Завдання зі структурного аналізу механізмів

Для одної зі схем важільних механізмів (номер рисунка визначається викладачем) пронумерувати ланки, позначити кінематичні пари. Визначити число ступенів рухомості механізму. Виділити механізм I класу та структурні групи Ассура. Написати формулу будови та визначити клас механізму.

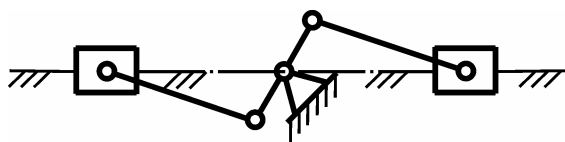


Рис. 2.14. Механізм поршневого двигуна

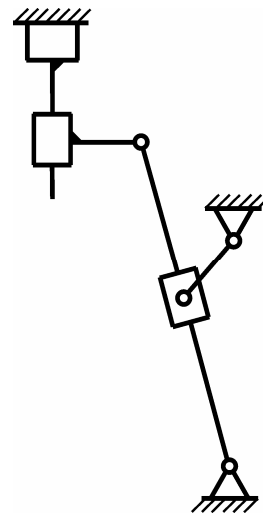


Рис. 2.15. Механізм стругального верстата

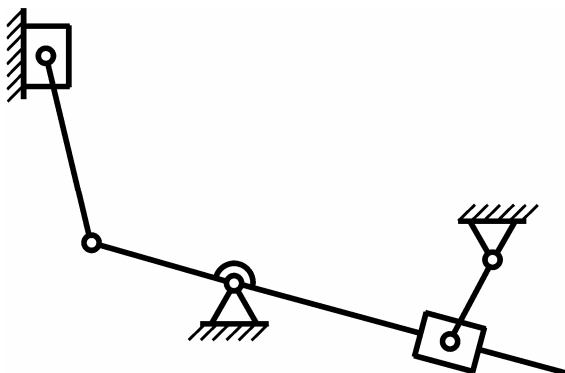


Рис. 2.16. Механізм довбального верстата

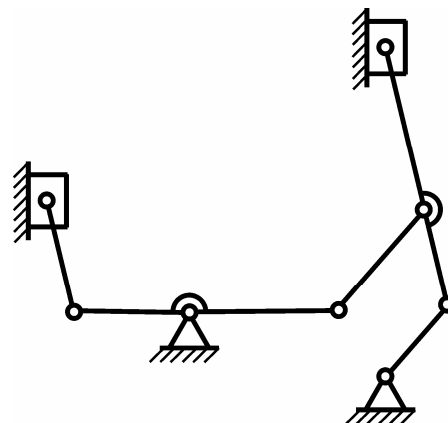


Рис. 2.17. Механізм компресорного двигуна

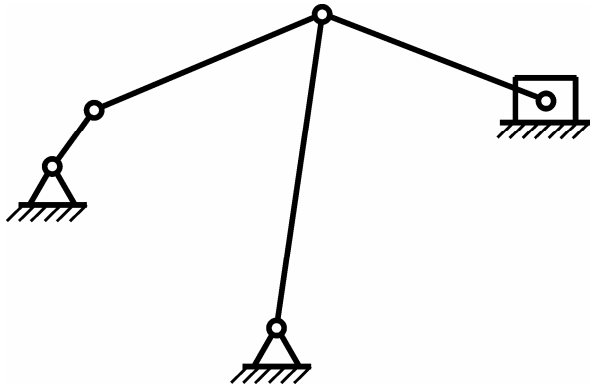


Рис. 2.18. Механізм для подачі заготовок

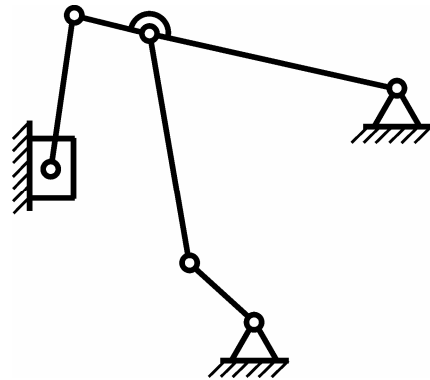


Рис. 2.19. Механізм преса

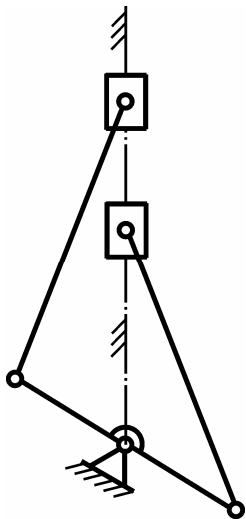


Рис. 2.20. Механізм поршневого двигуна

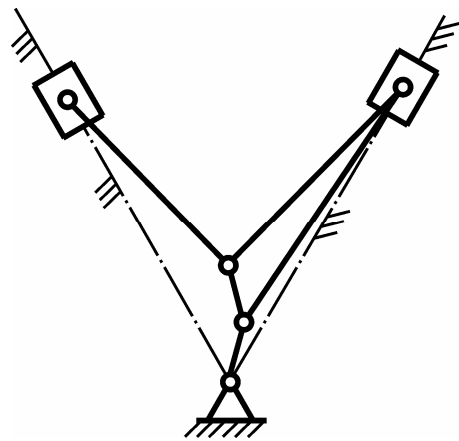


Рис. 2.21. Механізм поршневого двигуна з причепним шатуном

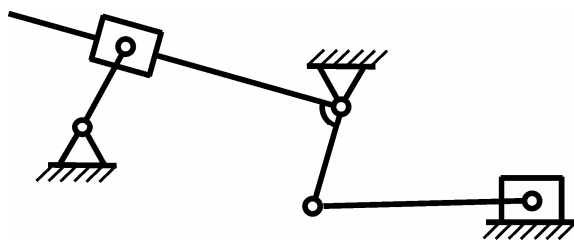


Рис. 2.22. Механізм преса

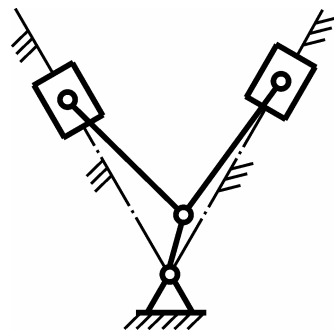


Рис. 2.23. Механізм V – подібного двигуна внутрішнього згорання

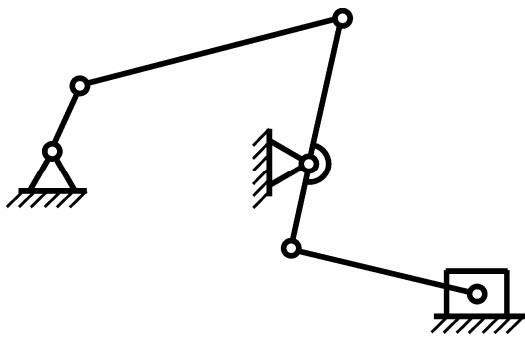


Рис. 2.24. Механізм для подачі заготовок

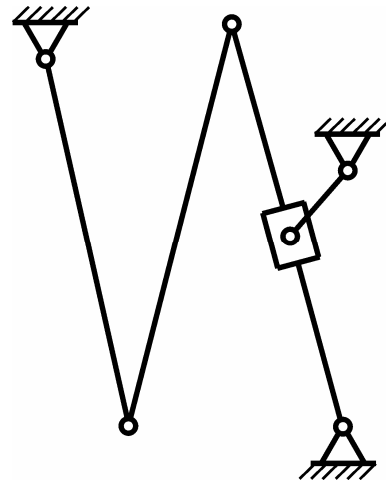


Рис. 2.25

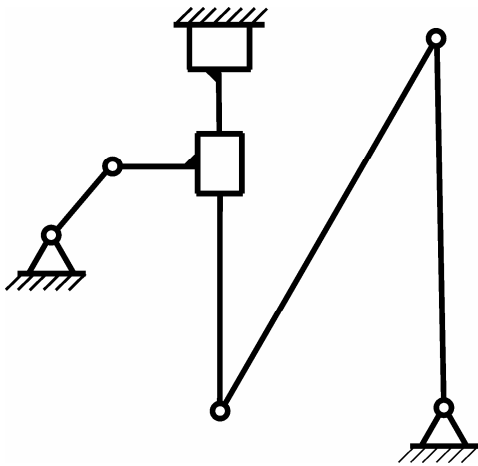


Рис. 2.26

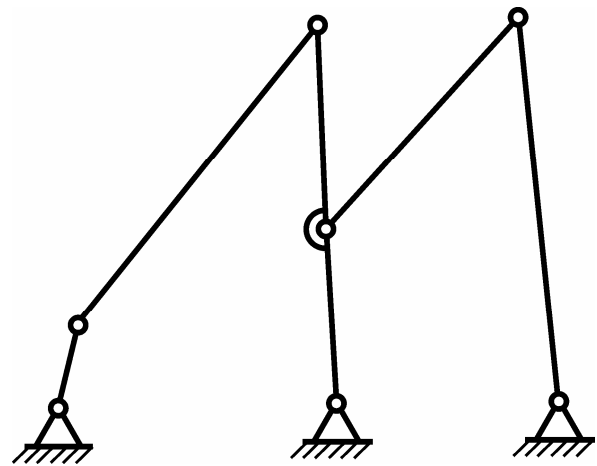


Рис. 2.27

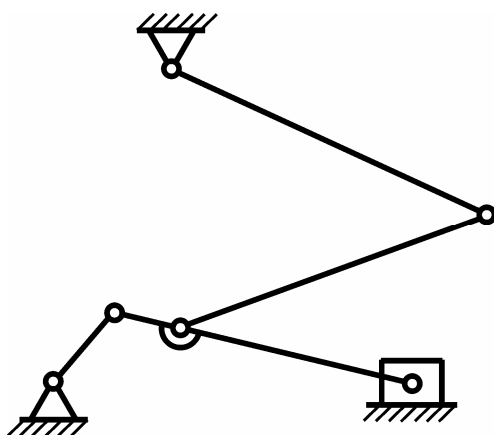


Рис. 2.28

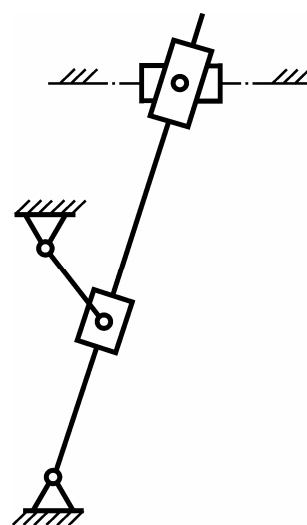


Рис. 2.29

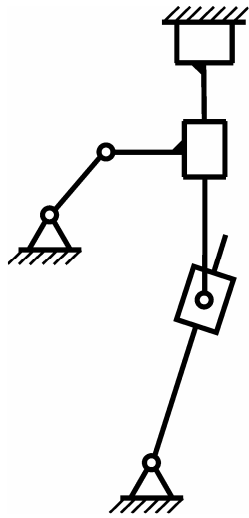


Рис. 2.30

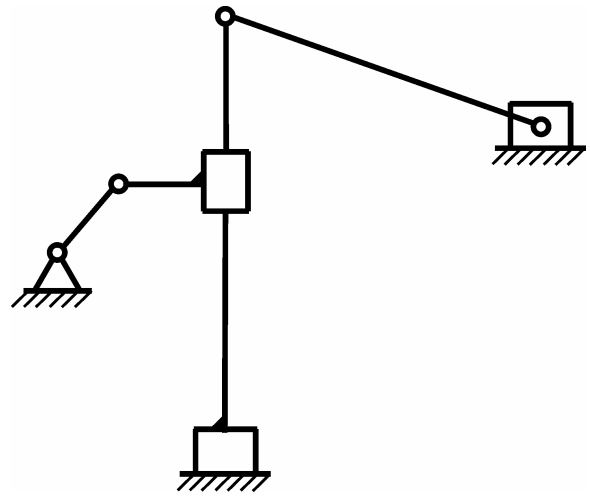


Рис. 2.31

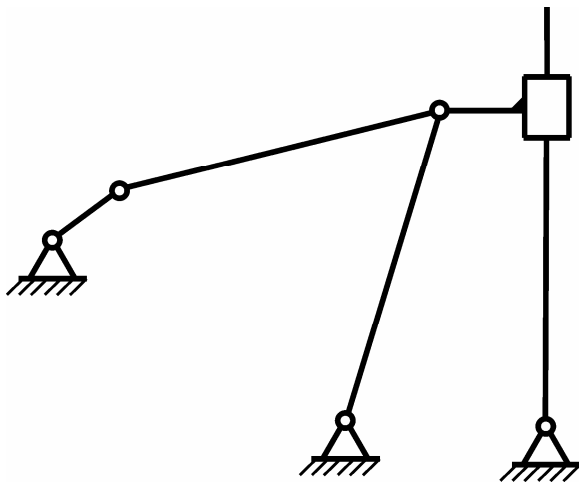


Рис. 2.32

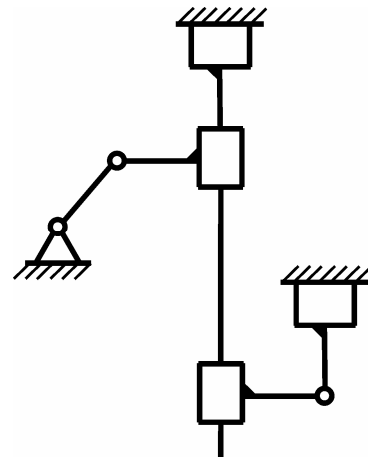


Рис. 2.33

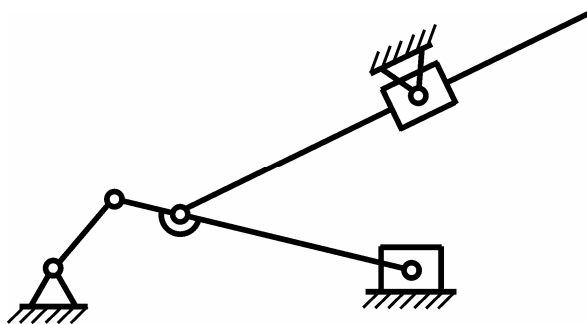


Рис. 2.34

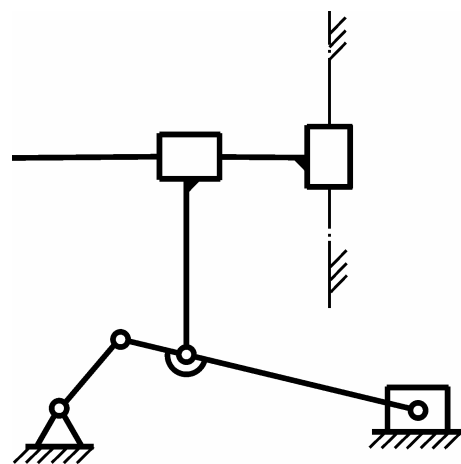


Рис. 2.35

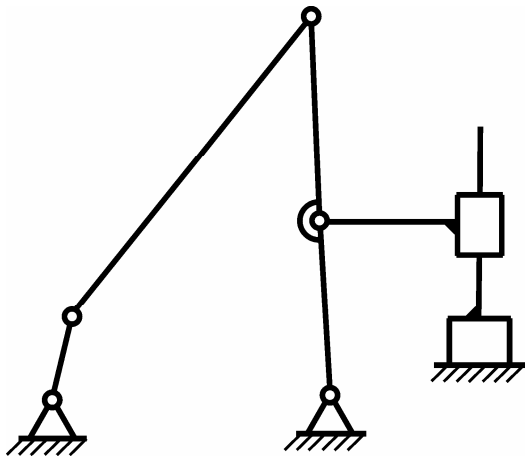


Рис. 2.36

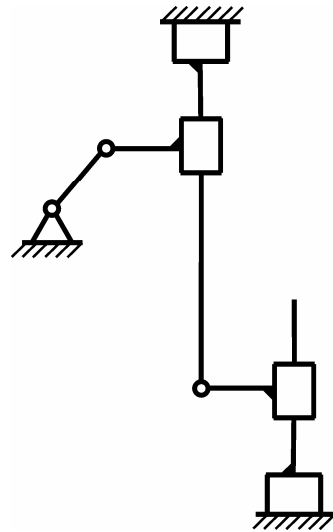


Рис. 2.37

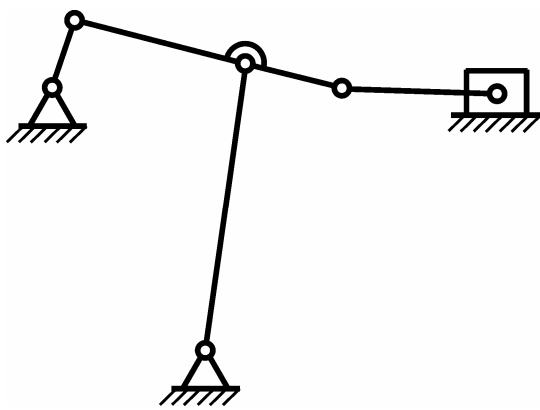


Рис. 2.38

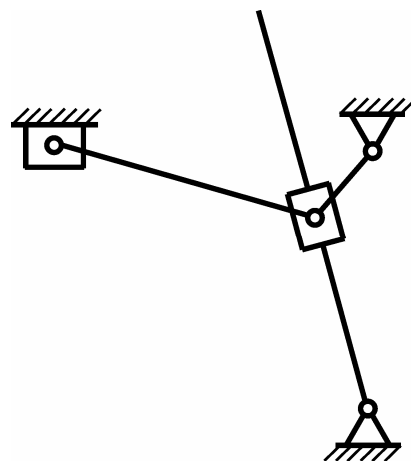


Рис. 2.39

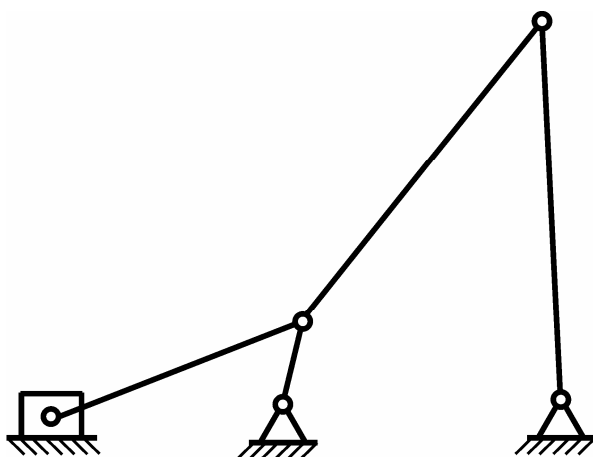


Рис. 2.40

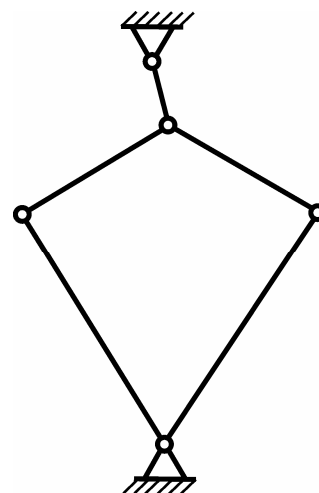


Рис. 2.41

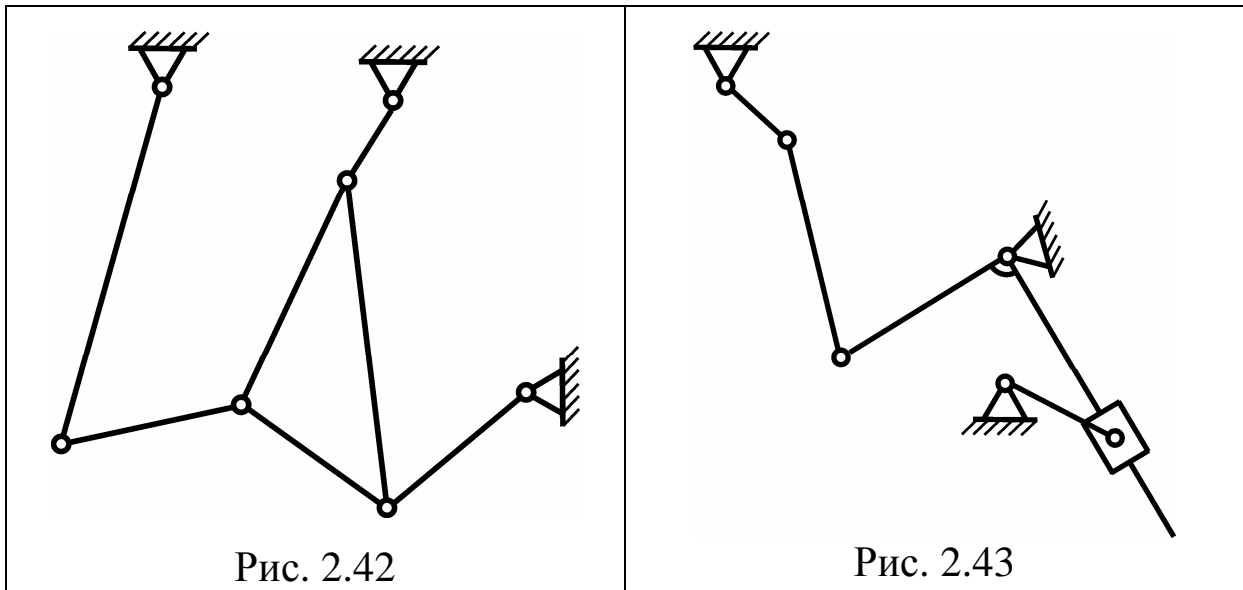


Рис. 2.42

Рис. 2.43

Розділ 3. Модуль 2. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІЖЕННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ

3.1. Приклади визначення швидкостей та прискорень методом планів

При побудові планів швидкостей і прискорень використовується кінематична схема механізму, якою називається його умовне зображення в масштабі.

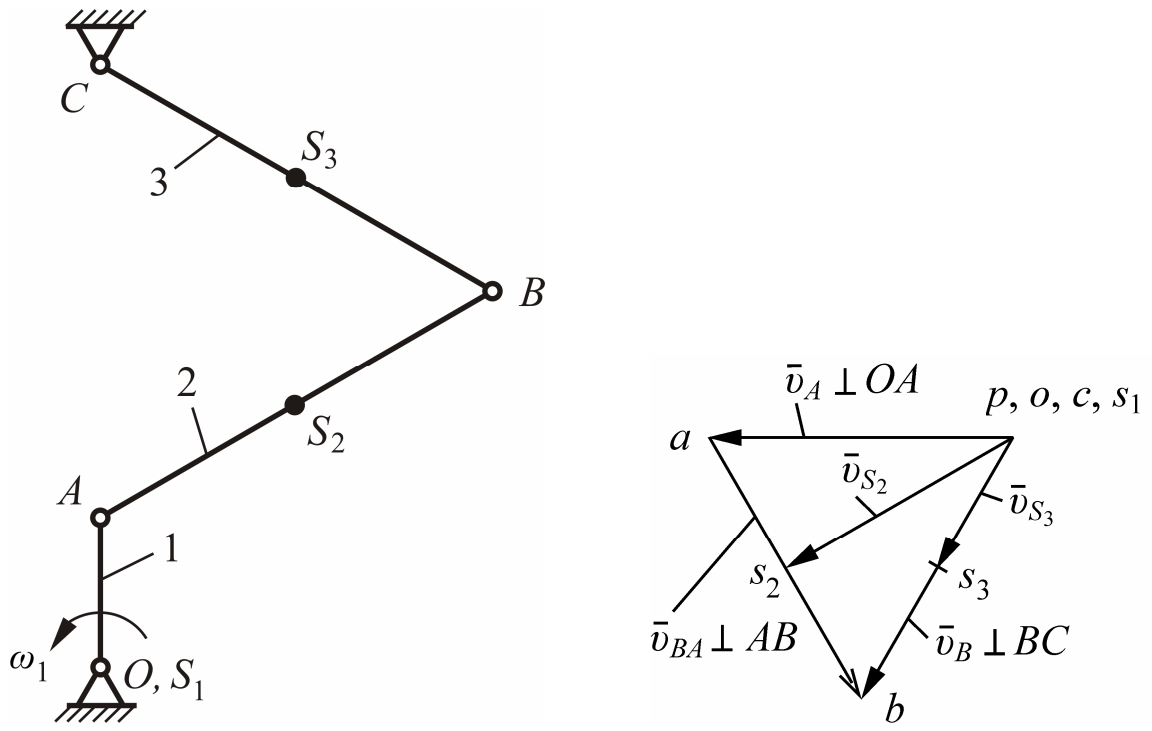
Кінематичний аналіз механізмів проводиться починаючи з механізму I класу в порядку приєднання груп Ассура.

Розглянемо побудову планів для **кривошипно-коромислового механізму**.

Кінематичну схему механізму (рис. 3.1, а) будемо в масштабі довжин

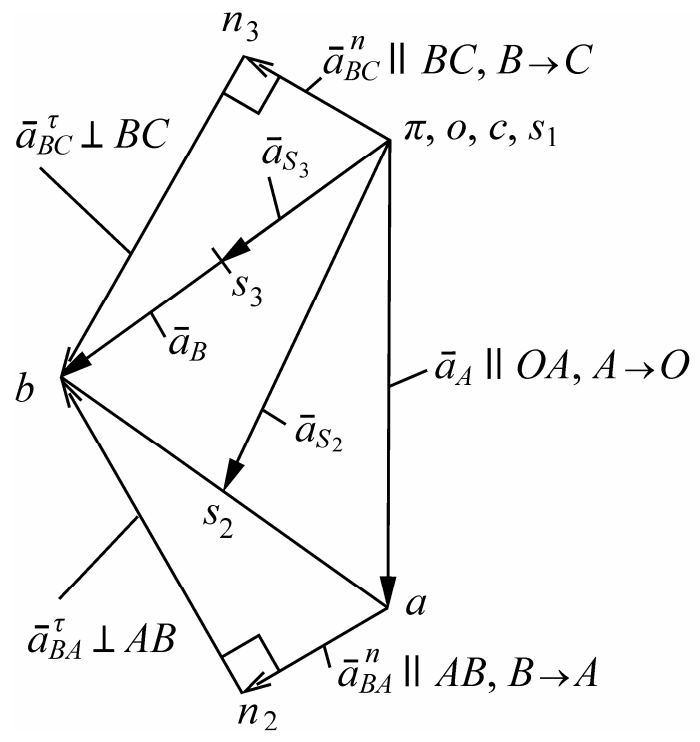
$$\mu_l = l_{OA} / OA, \text{ м/мм,}$$

де l_{OA} , м, – довжина кривошипа; OA , мм, – довжина відповідного відрізка на кресленні.



a

б



в

Рис. 3.1

Якщо кутова швидкість ω_1 кривошипа безпосередньо не задана, то вона визначається за формулою

$$\omega_1 = \pi n_1 / 30, \text{ с}^{-1},$$

де $n_1, \text{ хв}^{-1}$ – частота обертання кривошипа або число обертів.

Розглянемо побудову **плану швидкостей**. Швидкість точки A кривошипа

$$v_A = \omega_1 l_{OA}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Масштаб швидкостей усього механізму

$$\mu_v = v_A / \rho a, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}.$$

Довжина відрізка ρa , мм, вибирається так, щоб розміри плану всього механізму були в прийнятних межах і масштаб μ_v мав по можливості одну значущу цифру. На площині вибираємо точку – полюс p (рис. 3.1, б). Від полюса p відкладаємо перпендикулярно OA в бік обертання відрізок ρa , який зображає в масштабі μ_v швидкість точки A кривошипа. Швидкості точок O , C та центра мас S_1 кривошипа дорівнюють нулю, тому відповідні точки o , c , s_1 на плані співпадають з полюсом p .

Швидкість точки B визначається відповідно до векторного рівняння

$$\overline{v_B}_{\perp BC} = \overline{v_A} + \overline{v_{BA}}_{\perp AB},$$

де $\overline{v_{BA}}$ – швидкість точки B відносно A , перпендикулярна до AB . Оскільки точка B лежить на коромислі 3, то її швидкість перпендикулярна BC . Швидкість $\overline{v_B}$ зображається на плані відрізком \overline{pb} , а $\overline{v_{BA}} = \overline{ab}$, так що останнє рівняння у відрізках плану запишеться

$$\overline{pb} = \overline{pa} + \overline{ab}.$$

Проводимо перпендикуляри: з точки A – до AB , а з полюса p – до BC . На їх перетині знаходиться точка b .

$$\text{Швидкості } v_B = pb \cdot \mu_v, \quad v_{BA} = ab \cdot \mu_v.$$

Кутові швидкості шатуна 2 і коромисла 3

$$\omega_2 = v_{BA} / l_{AB}, \quad \omega_3 = v_B / l_{BC}, \text{ с}^{-1},$$

де l_{AB}, l_{BC} , м, – відстані між відповідними точками.

Визначимо їх напрями. Виділяємо ланку 2 (рис. 3.2, а). Точка B разом з ланкою 2 рухається навколо нерухомої у відносному русі точки A в напрямі швидкості \bar{v}_{BA} . Тоді для даного положення шатун 2 обертається за стрілкою годинника з кутовою швидкістю ω_2 . Виділяємо ланку 3 (рис. 3.2, б). Точка B разом з ланкою 3 рухається навколо нерухомої точки C у напрямі швидкості \bar{v}_B . У цьому випадку коромисло 3 повертається за стрілкою годинника з кутовою швидкістю ω_3 .

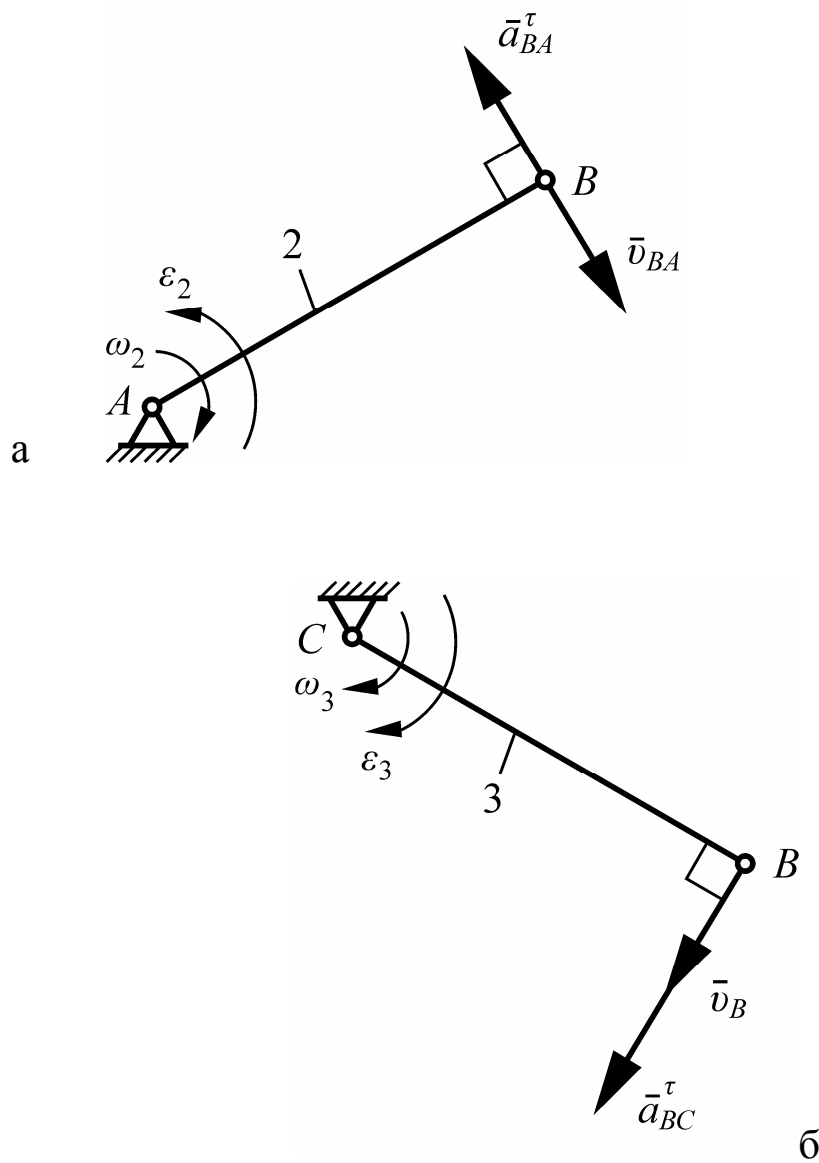


Рис. 3.2

Для визначення швидкостей центрів мас шатуна S_2 і кормисла S_3 (рис. 3.1, а) використаємо теорему подібності. На прямій ab відкладаємо відрізок

$$as_2 = ab \cdot AS_2 / AB, \text{ мм,}$$

а на прямій pb відрізок

$$ps_3 = pb \cdot CS_3 / BC, \text{ мм.}$$

Точку s_2 сполучаємо з полюсом p .

Швидкості точок S_2 і S_3

$$v_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v, \quad v_{S_3} = ps_3 \cdot \mu_v.$$

Побудовано план швидкостей. Переходимо до **плану прискорень**.

При наближених розрахунках приймається, що кривошип обертається рівномірно. У цьому випадку прискорення точки A кривошипа дорівнює її нормальному прискоренню, тобто

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Масштаб прискорень

$$\mu_a = a_A / \pi a, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм,}$$

де πa , мм, – відрізок на плані, який зображає прискорення точки A кривошипа. Його довжина вибирається за таким же принципом, як довжина відрізка pa на плані швидкостей.

На площині вибираємо полюс π . Від полюса π відкладаємо паралельно OA , у напрямі від A до O відрізок πa (рис. 3.1, в). Оскільки прискорення точок O , C , S_1 дорівнюють нулю, то відповідні точки o , c , s_1 співпадають з полюсом π .

Прискорення точки B визначається у відповідності з системою векторних рівнянь:

$$\begin{aligned} \overline{a_B} &= \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau}, & \overline{a_B} &= \overline{a_{BC}^n} + \overline{a_{BC}^\tau}; \\ & \parallel_{B \rightarrow A}, \perp_{AB} & & \parallel_{B \rightarrow C}, \perp_{BC} \\ \overline{\pi b} &= \overline{\pi a} + \overline{an_2} + \overline{n_2 b}, & \overline{\pi b} &= \overline{\pi n_3} + \overline{n_3 b}, \end{aligned}$$

де $\overline{a_{BA}^n}, \overline{a_{BA}^\tau}$ та $\overline{a_{BC}^n}, \overline{a_{BC}^\tau}$ – нормальні і тангенціальні прискорення точки B відносно точок відповідно A та C .

Останніми написані рівняння у відрізках плану, які зображають відповідні прискорення.

Нормальні прискорення

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB}, \quad a_{BC}^n = \omega_3^2 l_{BC}$$

зображаються на плані відрізками

$$an_2 = a_{BA}^n / \mu_a, \quad \pi n_3 = a_{BC}^n / \mu_a, \text{ мм.}$$

Від точки a відкладаємо в напрямі від B до A відрізок $\overline{an_2}$, а від полюса π у напрямі від B до C відрізок $\overline{\pi n_3}$ (рис. 3.1, в). З точки n_2 проводимо лінію, перпендикулярну AB , а з точки n_3 – перпендикулярну BC . На їх перетині знаходимо точку b .

Прискорення

$$a_{BA}^t = n_2 b \cdot \mu_a, \quad a_{BC}^t = n_3 b \cdot \mu_a, \quad a_B = \pi b \cdot \mu_a.$$

Кутові прискорення ланок 2 і 3

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_{AB}, \quad \varepsilon_3 = a_{BC}^t / l_{BC}, \text{ с}^{-2}.$$

Визначимо напрями кутових прискорень. Виділяємо ланку 2 (рис. 3.2, а). Точку B разом з шатуном 2 рухаємо уявно навколо нерухомої у відносному русі точки A в напрямі тангенціального прискорення $\overline{a_{BA}^t}$. Ланка 2 буде повертатись для цього положення проти стрілки годинника. Одержаний таким чином уявний напрям обертання співпадає з напрямом ε_2 . Виділяємо ланку 3 (рис. 3.2, б). Для визначення напрямку ε_3 точку B разом з коромислом 3 повертаємо уявно навколо нерухомої точки C у напрямі $\overline{a_{BC}^t}$. Тоді ланка 3 буде повертатись уявно за стрілкою годинника, що є напрямом ε_3 .

Прискорення центрів мас шатуна S_2 і кормисла S_3 (рис. 3.1, а) визначаємо за теоремою подібності.

На прямій ab відкладаємо відрізок

$$as_2 = ab \cdot AS_2 / AB, \text{ мм,}$$

а на прямій πb – відрізок

$$\pi s_3 = bc \cdot CS_3 / BC, \text{ мм.}$$

Точку s_2 сполучаємо з полюсом π .

Прискорення центрів мас шатуна 2 і коромисла 3

$$a_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_a, \quad a_{S_3} = \pi s_3 \cdot \mu_a.$$

Розглянемо **кривошипно-повзунний механізм**.

Будуємо кінематичну схему механізму (рис. 3.3, а) в масштабі довжин

$$\mu_l = l_{OA} / OA, \text{ м/мм},$$

де l_{OA} , м, – довжина кривошипа; OA , мм, – довжина відповідного відрізка на кресленні.

Побудуємо **план швидкостей**. Швидкість точки A кривошипа

$$v_A = \omega_1 l_{OA}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}.$$

Масштаб швидкостей

$$\mu_v = v_A / pa, \text{ м} \cdot \text{с}^{-1} / \text{мм}.$$

На площині вибираємо полюс p (рис. 3.3, б). Від полюса p відкладаємо перпендикулярно OA в бік обертання відрізок pa , який зображає в масштабі μ_v швидкість точки A кривошипа. Швидкості точки O та центра мас S_1 кривошипа дорівнюють нулю, тому відповідні точки o, s_1 на плані співпадають з полюсом p .

Векторне рівняння для визначення швидкості точки B та відповідне рівняння у відрізках плану

$$\begin{aligned} \overline{v_B} &= \overline{v_A} + \overline{v_{BA}}, \\ \frac{\parallel_{xx}}{pb} &= \frac{\perp_{AB}}{pa} + \frac{\perp_{AB}}{ab}, \end{aligned}$$

де $\overline{v_{BA}}$ – швидкість точки B відносно A , перпендикулярна AB . Точка B рухається вздовж напрямної xx , тому її швидкість та прискорення паралельні напрямній.

З точки a проводимо перпендикуляр до AB , а з полюса p – лінію, паралельну xx . На перетині знаходиться точка b (рис. 3.3, б).

Швидкості $v_B = pb \cdot \mu_v$, $v_{BA} = ab \cdot \mu_v$.

Кутова швидкість шатуна 2

$$\omega_2 = v_{BA} / l_{AB}, \text{ с}^{-1},$$

де l_{AB} , м, – довжина шатуна.

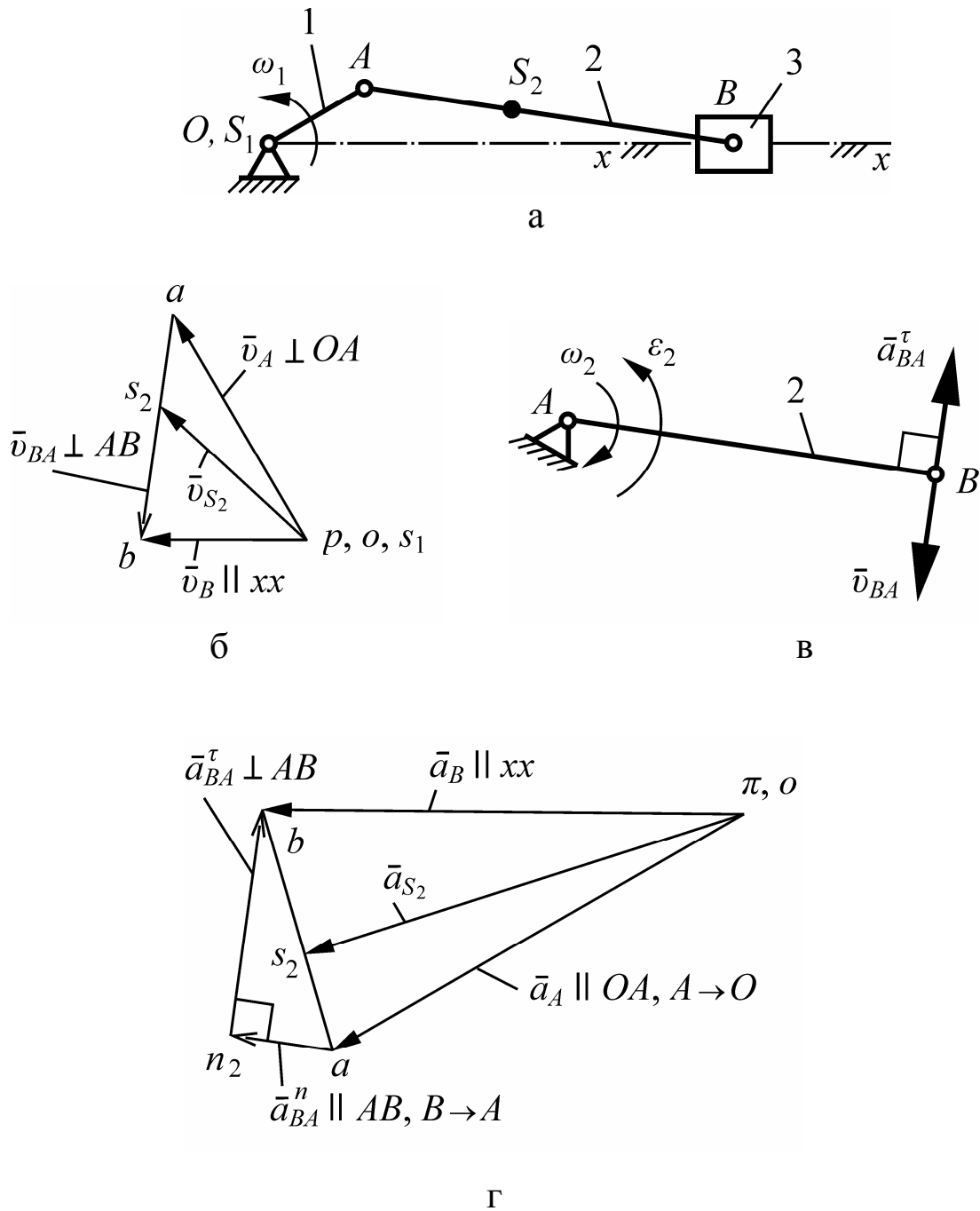


Рис. 3.3

Для визначення напрямку кутової швидкості виділяємо ланку 2 (рис. 3.3, в). Точка B разом з ланкою 2 рухається навколо нерухомої у відносному русі точки A в напрямі швидкості \bar{v}_{BA} .

Тоді для даного положення шатун 2 повертається за стрілкою годинника з кутовою швидкістю ω_2 .

Для визначення швидкості центра мас шатуна S_2 використаємо теорему подібності. На прямій ab відкладаємо відрізок

$$as_2 = ab \cdot AS_2 / AB, \text{ мм.}$$

Точку s_2 сполучаємо з полюсом p .

Швидкість точки S_2

$$v_{S_2} = ps_2 \cdot \mu_v.$$

Розглянемо побудову **плану прискорень**.

Прискорення точки A кривошипа

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Масштаб прискорень

$$\mu_a = a_A / \pi a, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм},$$

де πa , мм, – відрізок на плані, який зображає прискорення точки A кривошипа.

На площині вибираємо полюс π . Від полюса π відкладаємо паралельно OA , у напрямі від A до O відрізок $\overline{\pi a}$ (рис. 3.3, г). Оскільки прискорення точок O , S_1 дорівнюють нулю, то відповідні точки o , s_1 співпадають з полюсом π .

Для визначення прискорення точки B складаємо векторне та відповідне рівняння у відрізках плану

$$\begin{aligned} \overline{a_B} &= \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^\tau}, \\ \parallel_{xx} & \quad \parallel_{AB, B \rightarrow A} \quad \perp_{AB} \\ \overline{\pi b} &= \overline{\pi a} + \overline{an_2} + \overline{n_2 b}, \end{aligned}$$

де $\overline{a_{BA}^n}$, $\overline{a_{BA}^\tau}$ – нормальне і тангенціальне прискорення точки B відносно A .

Нормальне прискорення

$$a_{BA}^n = \omega_2^2 l_{AB}$$

зображається на плані відрізком

$$an_2 = a_{BA}^n / \mu_a, \text{ мм.}$$

Від точки a відкладаємо паралельно AB у напрямі від B до A відрізок $\overline{an_2}$ (рис. 2.3, в). З точки n_2 проводимо лінію, перпендикулярну AB , а з полюса π – паралельну xx . На їх перетині знаходиться точка b .

Прискорення

$$a_{BA}^{\tau} = n_2 b \cdot \mu_a, \quad a_B = \pi b \cdot \mu_a.$$

Кутове прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^{\tau} / l_{AB}.$$

Для визначення напрямку кутового прискорення виділяємо ланку 2 (рис. 3.3, в). Точку B разом з шатуном 2 повертаємо уявно навколо нерухомої у відносному русі точки A в напрямі тангенціального прискорення $\overline{a_{BA}^{\tau}}$. Одержаний для даного положення уявний напрям обертання проти стрілки годинника співпадає з напрямом ε_2 .

На прямій ab відкладаємо відрізок

$$as_2 = ab \cdot AS_2 / AB.$$

Прискорення центра мас S_2 шатуна 2

$$a_{S_2} = \pi s_2 \cdot \mu_a.$$

Розглянемо побудову планів для **кулісного механізму**.

Кінематичну схему механізму (рис. 3.4, а) будуюмо в масштабі довжин

$$\mu_l = l_{OA} / OA, \text{ м/мм,}$$

де l_{OA} , м, – довжина кривошипа; OA , мм, – довжина відповідного відрізка на кресленні.

Розглянемо побудову **плану швидкостей**. Швидкість точки A кривошипа

$$v_A = \omega_1 l_{OA}, \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}.$$

Масштаб швидкостей

$$\mu_v = v_A / pa, \text{ м}\cdot\text{с}^{-1}/\text{мм}.$$

На площині вибираємо полюс плану p (рис. 3.4, б). Від полюса p відкладаємо перпендикулярно OA в бік обертання відрізок \overline{pa} , який зображає в масштабі μ_v швидкість точки A

кривошипа. Швидкості точок O , B та центра мас S_1 кривошипа дорівнюють нулю, тому відповідні точки o , b , s_1 на плані співпадають з полюсом p .

Точка A кривошипа 1 співпадає для будь-якого з положень з фізичною точкою A_3 куліси 3. Тобто розташування точки A_3 на кулісі залежить від положення механізму.

Швидкість точки A_3 знаходимо згідно векторного рівняння

$$\begin{aligned} \overline{v_{A_3}} &= \overline{v_A} + \overline{v_{A_3A}}, \\ \frac{\perp_{A_3B}}{ra_3} &= \frac{\perp_A}{ra} + \frac{\perp_{A_3A}}{aa_3}, \\ ra_3 &= ra + aa_3, \end{aligned}$$

де $\overline{v_{A_3A}}$ – швидкість точки A_3 відносно A , паралельна A_3B . Швидкість точки A_3 , яка належить кулісі, перпендикулярна до неї. Останнім записане відповідне векторне рівняння у відрізках плану.

З точки a плану проводимо лінію, паралельну A_3B , а з полюса p – лінію, перпендикулярну A_3B . На перетині знаходимо точку a_3 .

$$\text{Швидкості } v_{A_3} = ra_3 \cdot \mu_v, \quad v_{A_3A} = aa_3 \cdot \mu_v.$$

Кутова швидкість куліси 3

$$\omega_3 = v_{A_3} / l_{A_3B},$$

де l_{A_3B} , м, – відстань між точками A_3 і B .

Визначимо напрям кутової швидкості. Виділяємо ланку 3 (рис. 3.4, в). Точка A_3 разом з кулісою 3 рухається навколо нерухомої точки B у напрямі $\overline{v_{A_3}}$. Тоді куліса повертається для даного положення за стрілкою годинника з кутовою швидкістю ω_3 .

На прямій pa_3 відкладаємо відрізок

$$ps_3 = pa_3 \cdot BS_3 / A_3B, \text{ мм.}$$

Точку s_3 сполучаємо з полюсом p .

Швидкість точки S_3

$$v_{S_3} = ps_3 \cdot \mu_v.$$

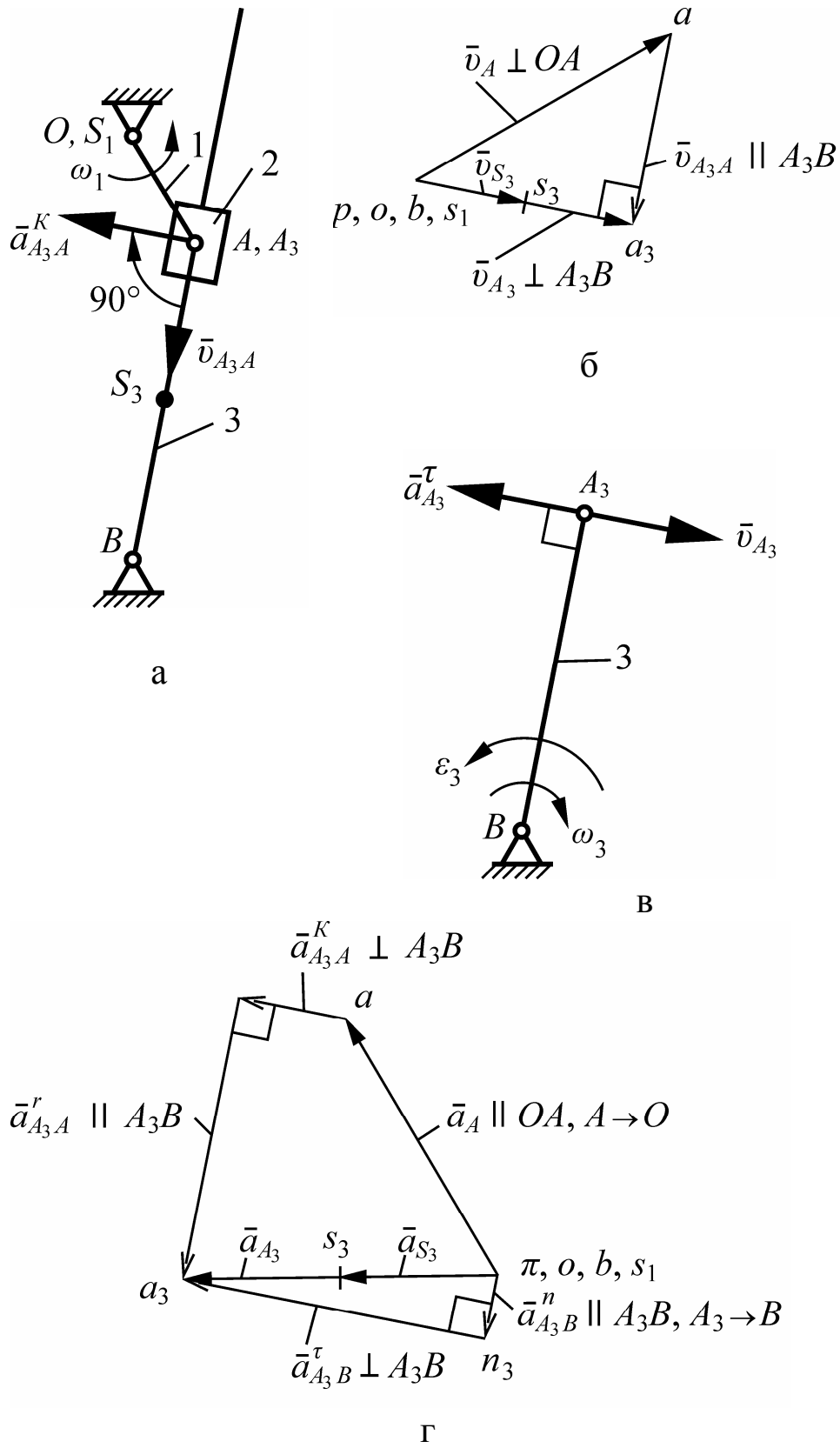


Рис. 3.4

Переходимо до побудови **плану прискорень**.

Прискорення точки A кривошипа

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_{OA}, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}.$$

Масштаб прискорень

$$\mu_a = a_A / \pi a, \text{ м} \cdot \text{с}^{-2} / \text{мм},$$

де πa , мм, – відрізок на плані, який зображає прискорення точки A кривошипа.

На площині вибираємо полюс π . Від полюса π відкладаємо паралельно OA , у напрямі від A до O відрізок $\overline{\pi a}$ (рис. 3.4, г). Оскільки прискорення точок O , B та центра мас S_1 кривошипа дорівнюють нулю, то відповідні точки o , b , s_1 співпадають з полюсом π .

Система векторних рівнянь та відповідна система у відрізках плану для визначення прискорення точки A_3 запишеться

$$\overline{a_{A_3}} = \overline{a_A} + \underbrace{\overline{a_{A_3A}^K}}_{\perp A_3B} + \underbrace{\overline{a_{A_3A}^r}}_{\parallel A_3B}, \quad \overline{a_{A_3}} = \underbrace{\overline{a_{A_3B}^n}}_{\parallel A_3B, A_3 \rightarrow B} + \underbrace{\overline{a_{A_3B}^t}}_{\perp A_3B};$$

$$\overline{\pi a_3} = \overline{\pi a} + \overline{ak} + \overline{ka_3}, \quad \overline{\pi a_3} = \overline{\pi n_3} + \overline{n_3 a_3},$$

де $\overline{a_{A_3A}^K}, \overline{a_{A_3A}^r}$ – прискорення Коріоліса та відносно точки A_3 відносно A ; $\overline{a_{A_3B}^n}, \overline{a_{A_3B}^t}$ – нормальне і тангенціальне прискорення точки A_3 відносно B .

Напрямок прискорення Коріоліса визначається поворотом вектора $\overline{v_{A_3A}}$ на 90° у бік обертання куліси (рис. 3.4, а).

Прискорення Коріоліса

$$a_{A_3A}^K = 2\omega_3 v_{A_3A}$$

зображається на плані відрізком

$$ak = a_{A_3A}^K / \mu_a, \text{ мм}.$$

Нормальне прискорення

$$a_{A_3B}^n = \omega_3^2 l_{A_3B}$$

зображається відрізком

$$\pi n_3 = a_{A_3B}^n / \mu_a, \text{ мм.}$$

Від точки a відкладаємо перпендикулярно A_3B у напрямі прискорення Кориоліса відрізок \overline{ak} , а від полюса π паралельно A_3B у напрямі від A_3 до B відрізок $\overline{\pi n_3}$ (рис. 3.4, г). З точки k проводимо лінію, паралельну A_3B , а з точки n_3 – перпендикулярну A_3B . На їх перетині знаходимо точку a_3 .

Прискорення

$$a_{A_3B}^\tau = n_3 a_3 \cdot \mu_a, \quad a_{A_3} = \pi a_3 \cdot \mu_a.$$

Кутове прискорення куліси 3

$$\varepsilon_3 = a_{A_3B}^\tau / l_{A_3B}.$$

Для визначення напрямку кутового прискорення куліси виділяємо ланку 3 (рис. 3.4, в). Повертаємо точку A_3 разом з кулісою 3 уявно навколо нерухомої точки B у напрямі тангенціального прискорення $\overline{a_{A_3B}^\tau}$. Одержуємо уявний напрям обертання проти стрілки годинника, який співпадає з напрямом кутового прискорення ε_3 .

Відкладаючи на прямій πa_3 відрізок

$$\pi s_3 = \pi a_3 \cdot BS_3 / A_3B,$$

знаходимо прискорення центра мас куліси 3

$$a_{S_3} = \pi s_3 \cdot \mu_a.$$

3.2 Завдання з побудови планів швидкостей та прискорень

Наведені кінематичні схеми кривошипно-повзунного (рис. 3.5 ... 3.34), кривошипно-коромислового (рис. 3.35 ... 3.64) та кулісного (рис. 3.65 ... 3.94) механізмів. Для одної зі схем (номер рисунка визначається викладачем) побудувати схематично без формул та розрахунків плани швидкостей та прискорень. Але написати векторні рівняння та показати напрями кутових швидкостей та кутових прискорень ланок.

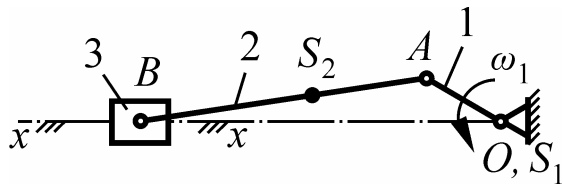


Рис. 3.5

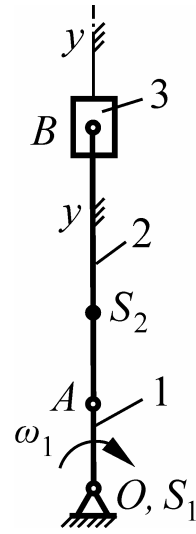


Рис. 3.6

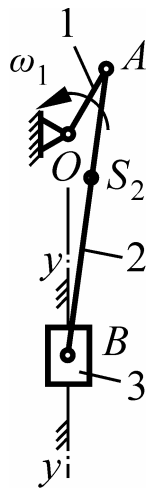


Рис. 3.7

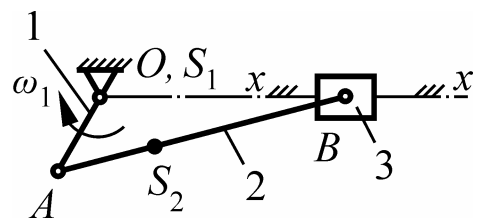


Рис. 3.8

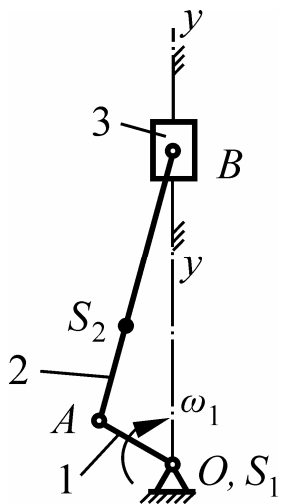


Рис. 3.9

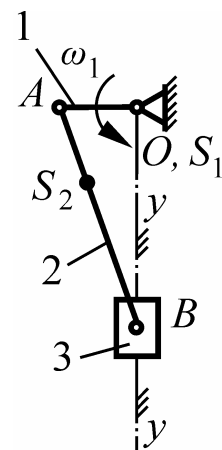


Рис. 3.10

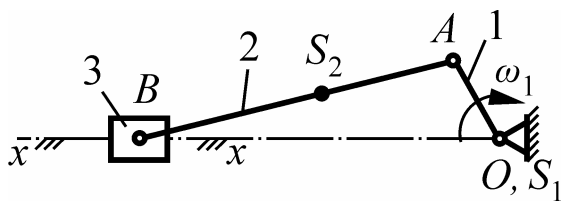


Рис. 3.11

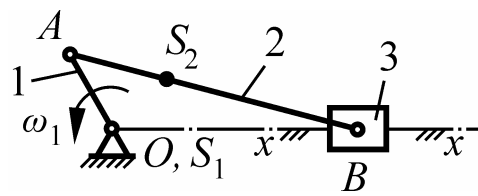


Рис. 3.12

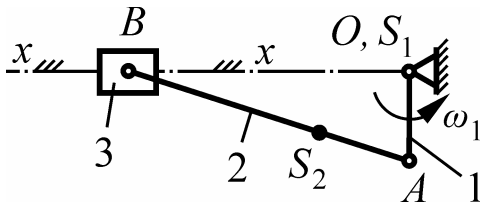


Рис. 3.13

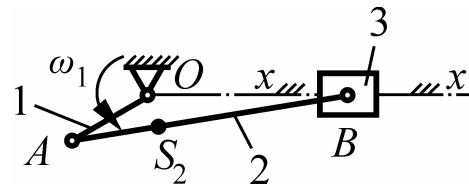


Рис. 3.14

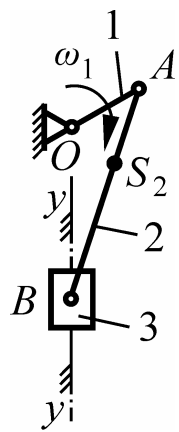


Рис. 3.15

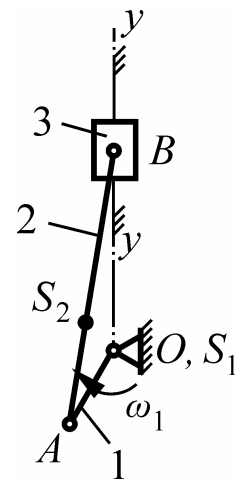


Рис. 3.16

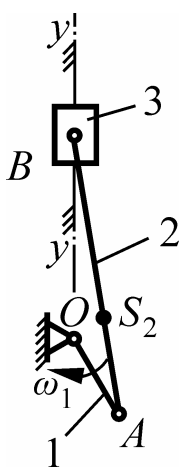


Рис. 3.17

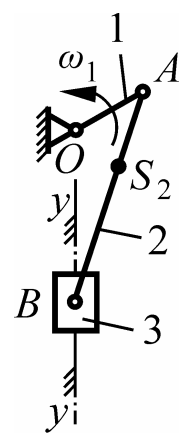


Рис. 3.18

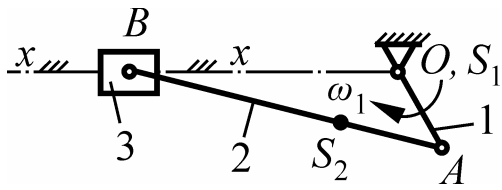


Рис. 3.19

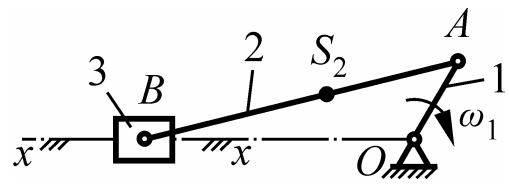


Рис. 3.20

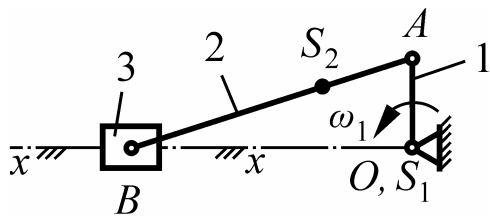


Рис. 3.21

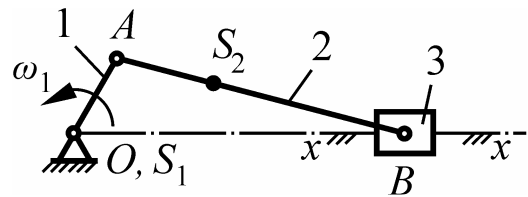


Рис. 3.22

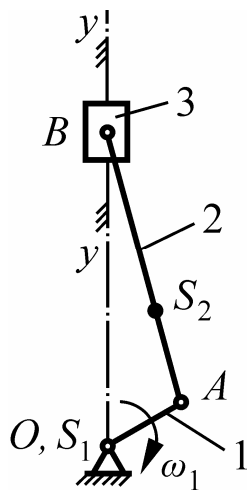


Рис. 3.23

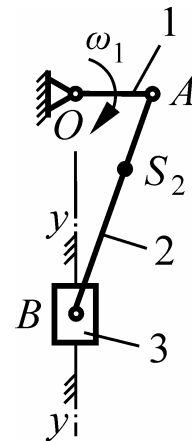


Рис. 3.24

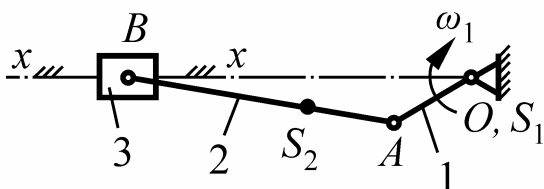


Рис. 3.25

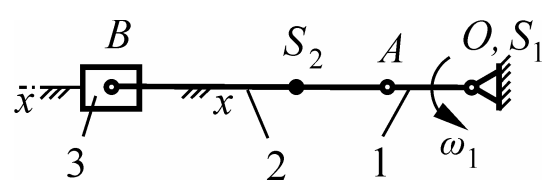


Рис. 3.26

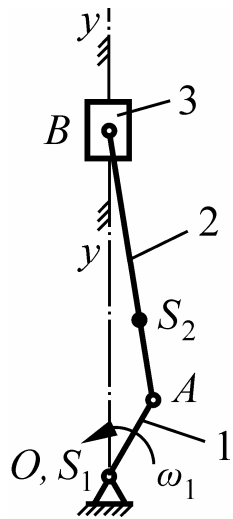


Рис. 3.27

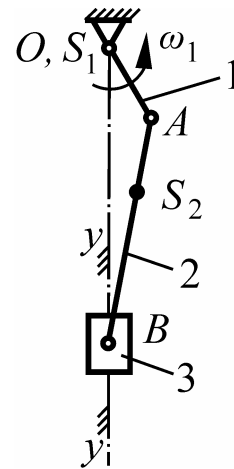


Рис. 3.28

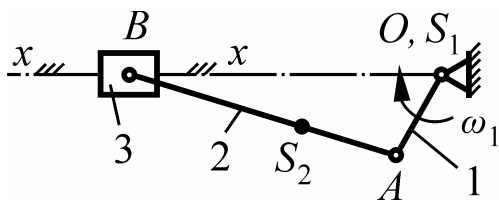


Рис. 3.29

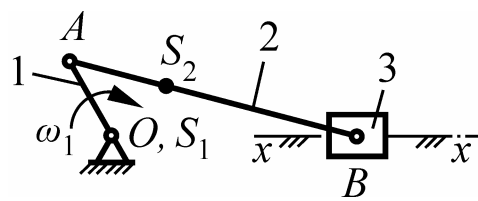


Рис. 3.30

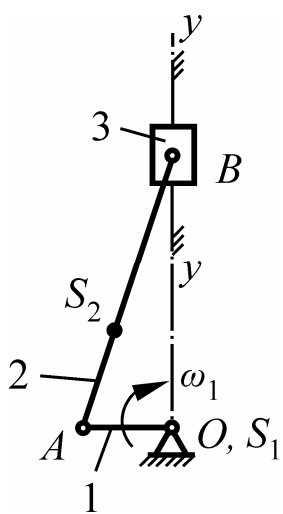


Рис. 3.31

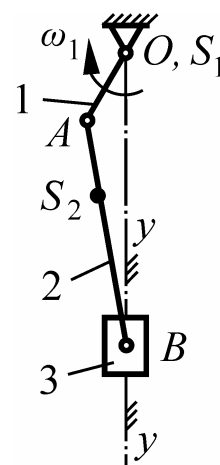


Рис. 3.32

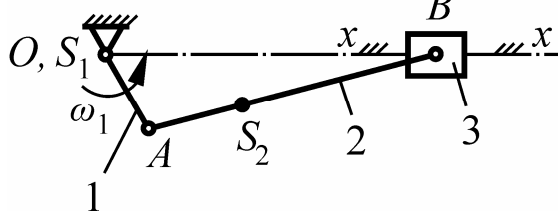


Рис. 3.33

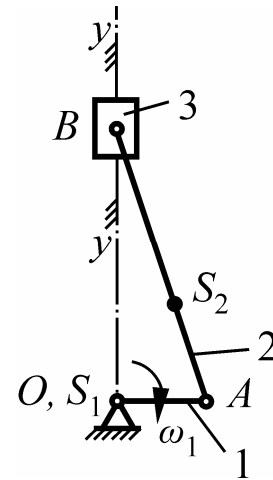


Рис. 3.34

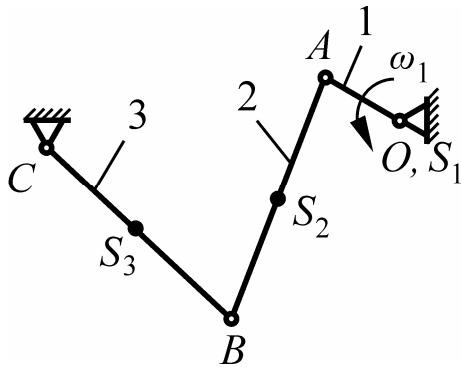


Рис. 3.35

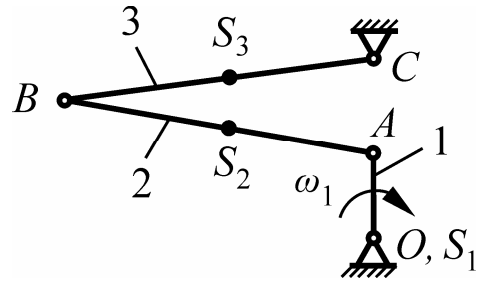


Рис. 3.36

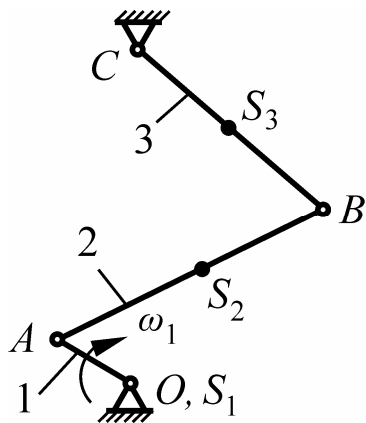


Рис. 3.37

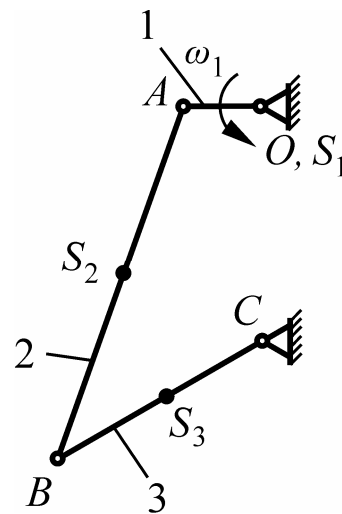


Рис. 3.38

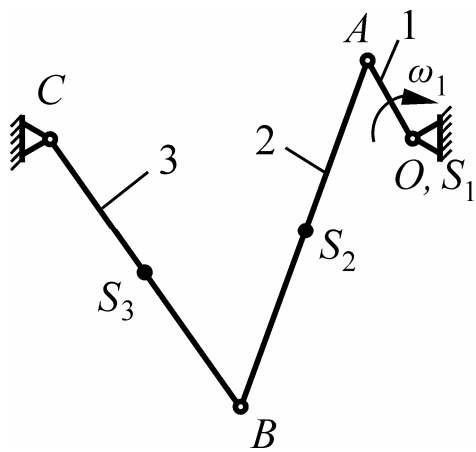


Рис. 3.39

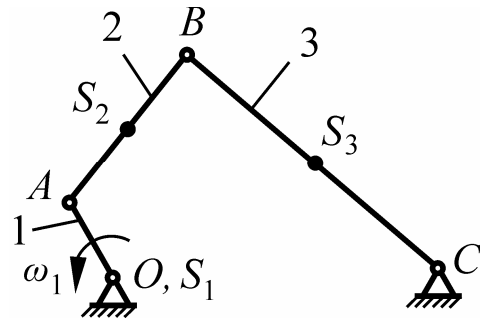


Рис. 3.40

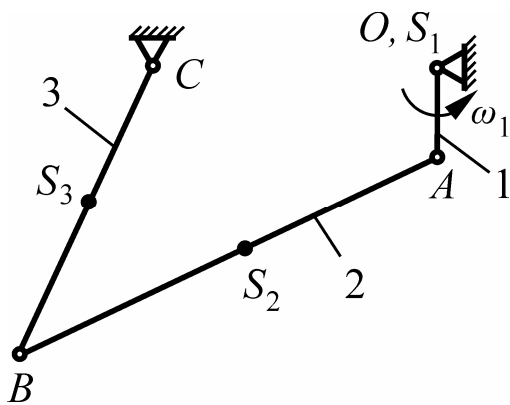


Рис. 3.41

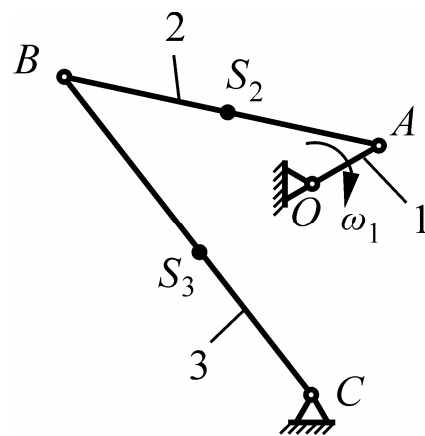


Рис. 3.42

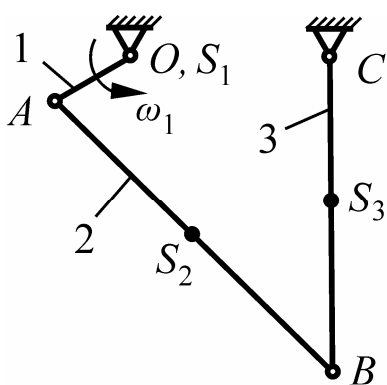


Рис. 3.43

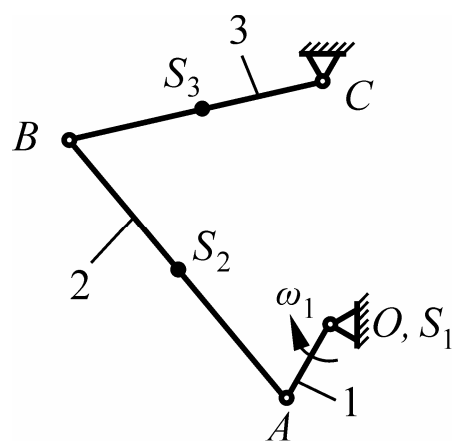


Рис. 3.44

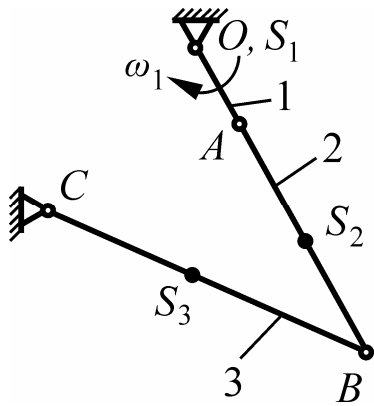


Рис. 3.45

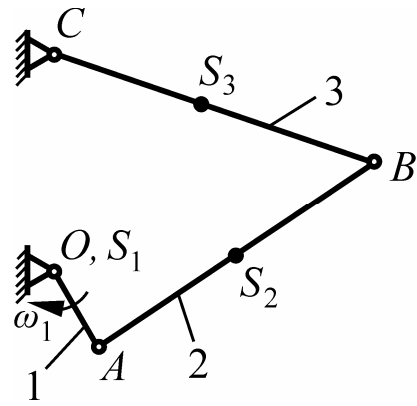


Рис. 3.46

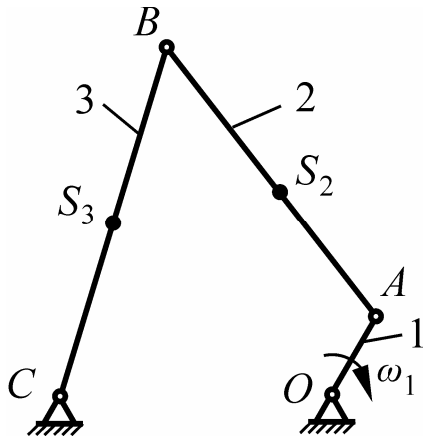


Рис. 3.47

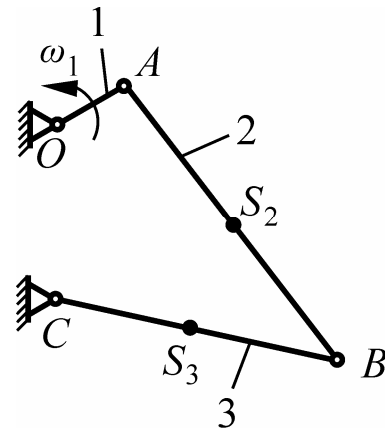


Рис. 3.48

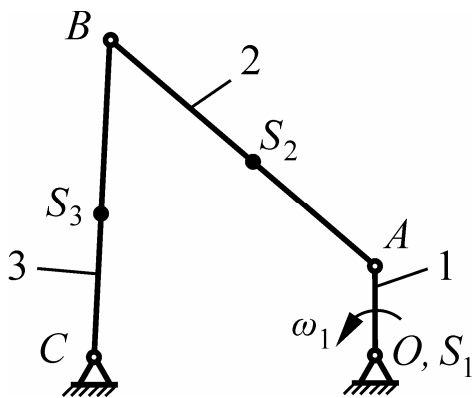


Рис. 3.49

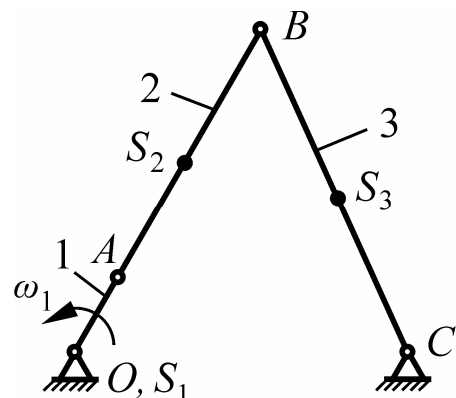


Рис. 3.50

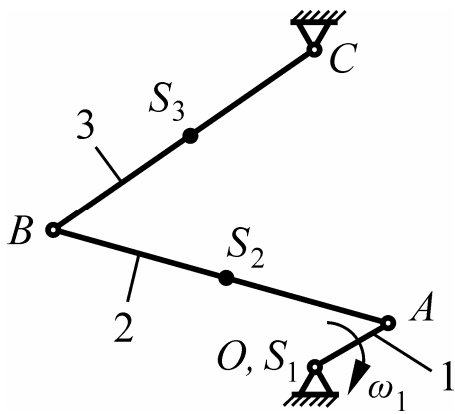


Рис. 3.51

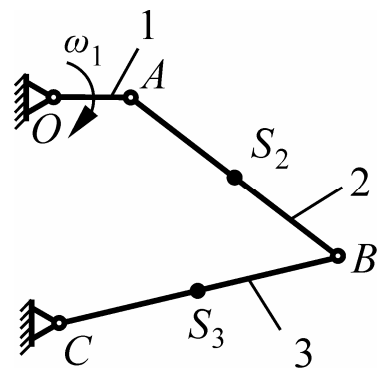


Рис. 3.52

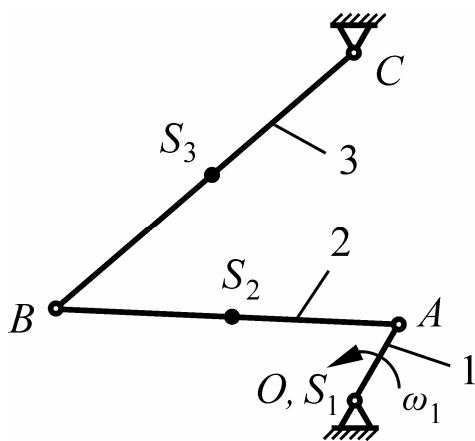


Рис. 3.53

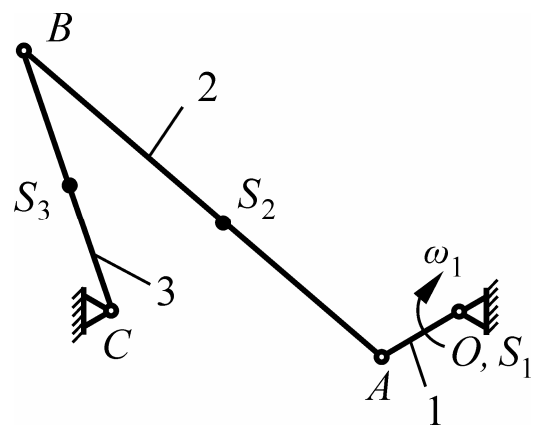


Рис. 3.54

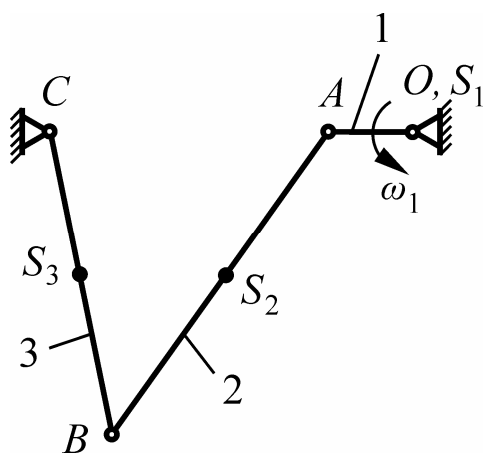


Рис. 3.55

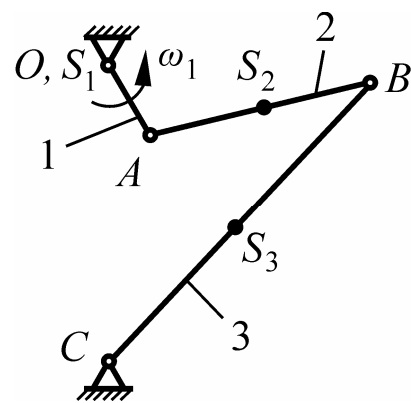
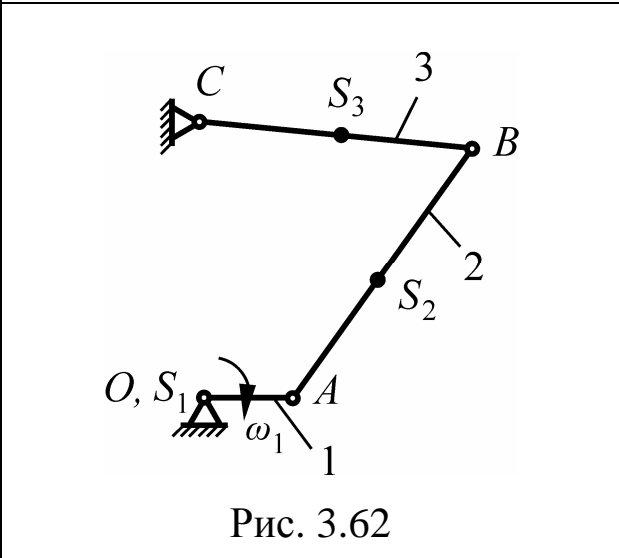
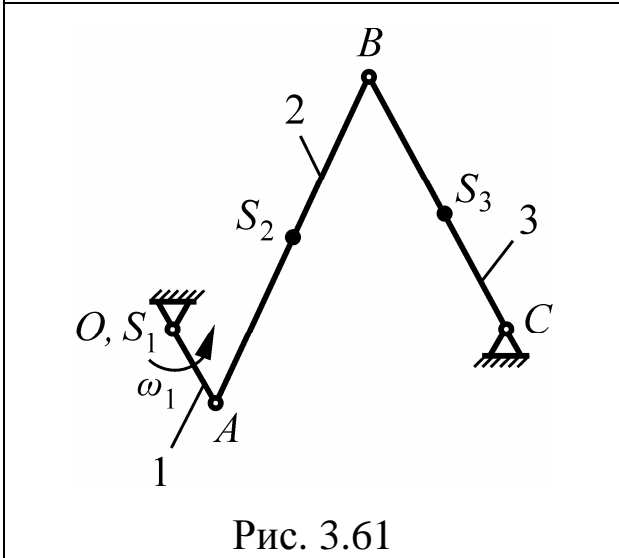
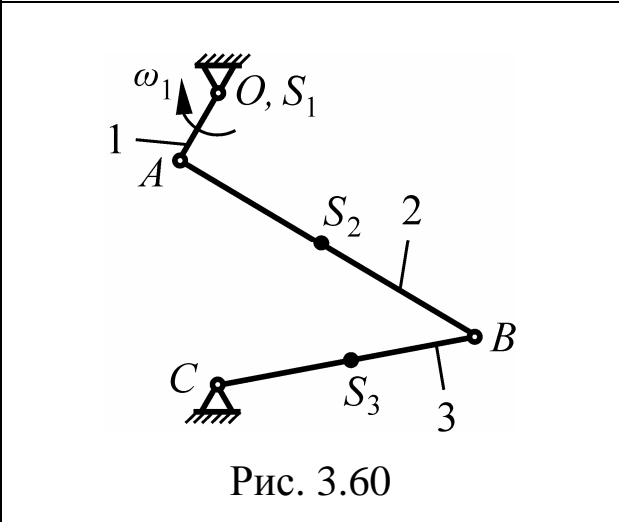
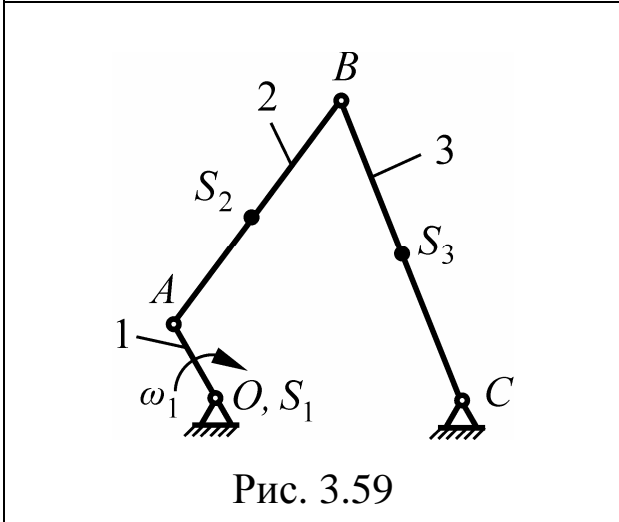
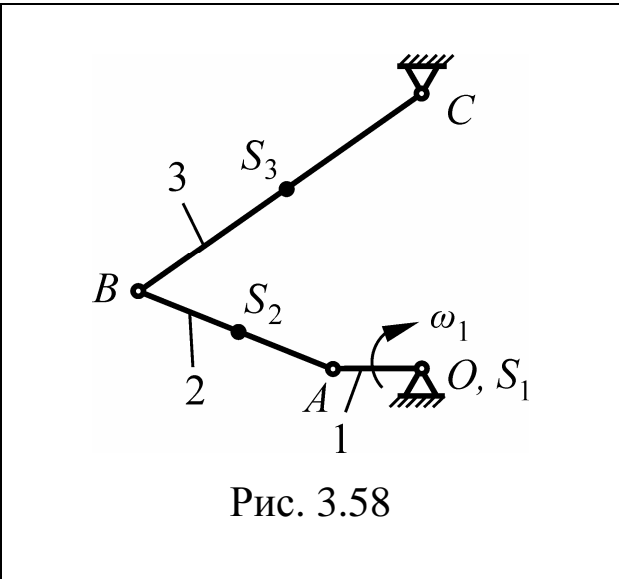
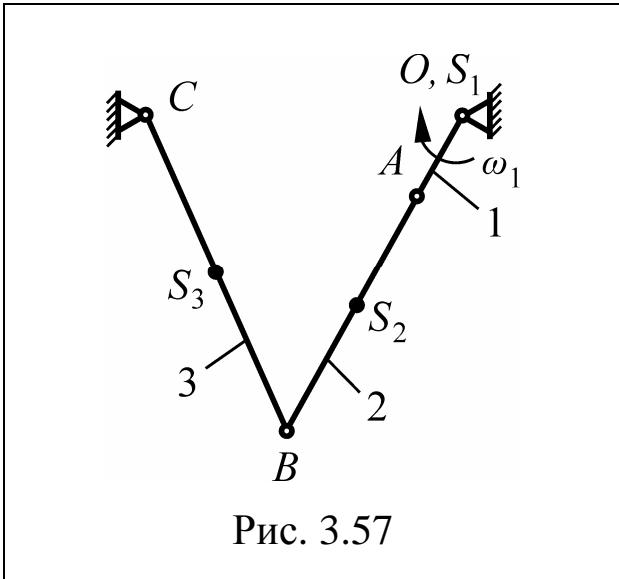


Рис. 3.56



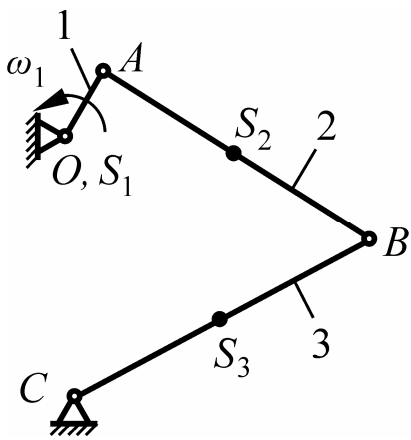


Рис. 3.63

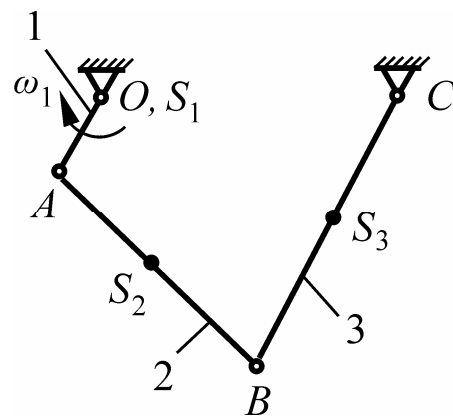


Рис. 3.64

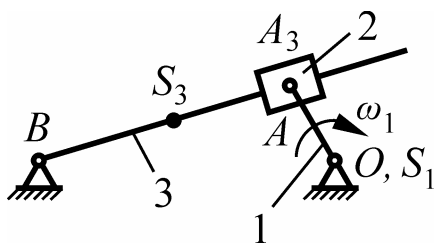


Рис. 3.65

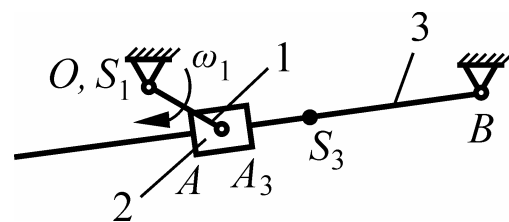


Рис. 3.66

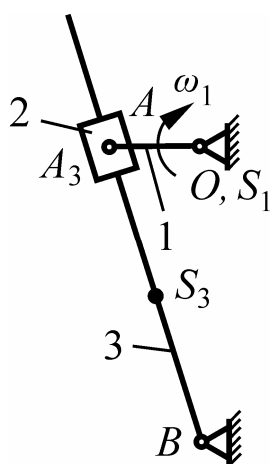


Рис. 3.67

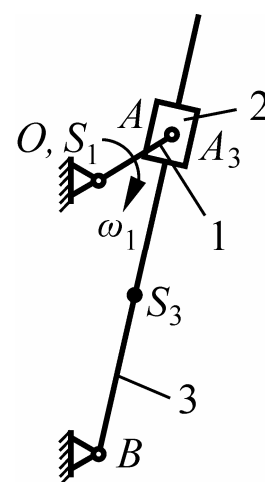


Рис. 3.68

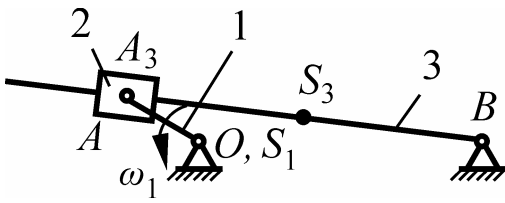


Рис. 3.69

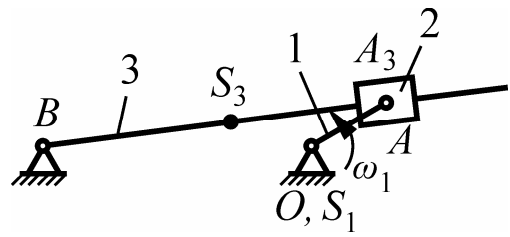


Рис. 3.70

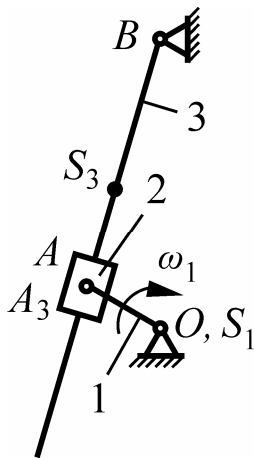


Рис. 3.71

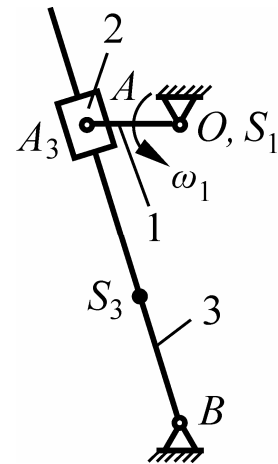


Рис. 3.72

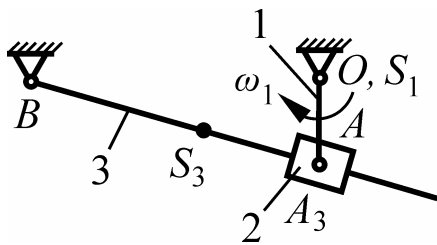


Рис. 3.73

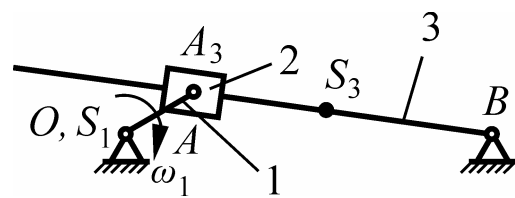


Рис. 3.74

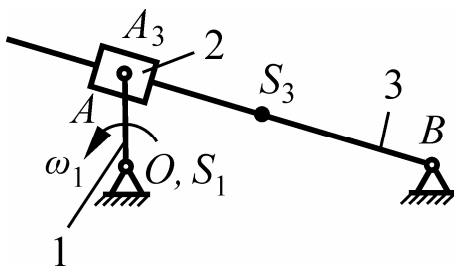


Рис. 3.75

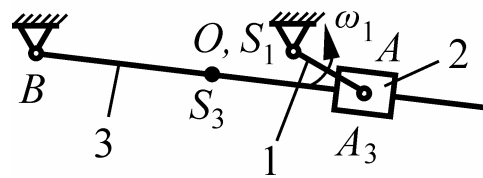


Рис. 3.76

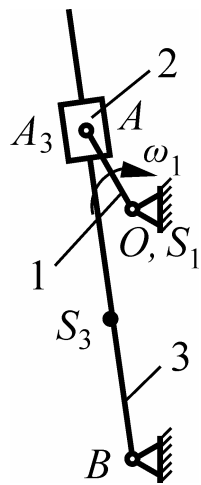


Рис. 3.77

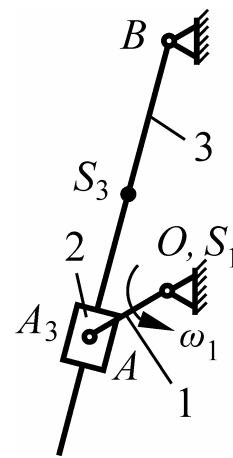


Рис. 3.78

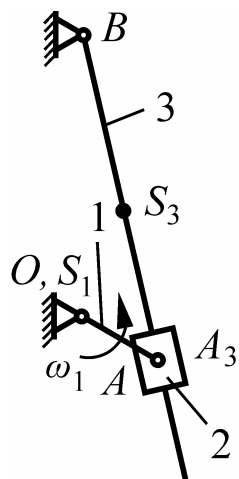


Рис. 3.79

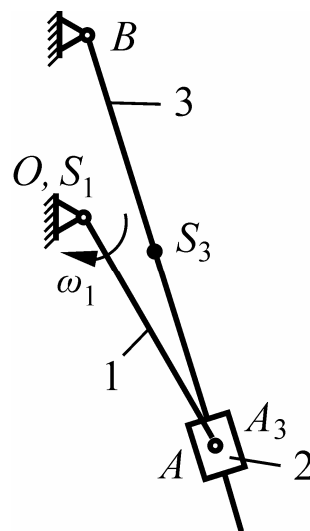


Рис. 3.80

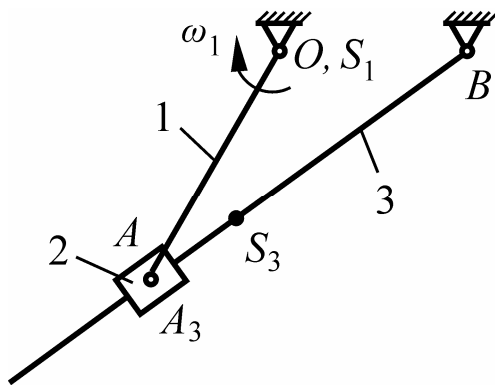


Рис. 3.81

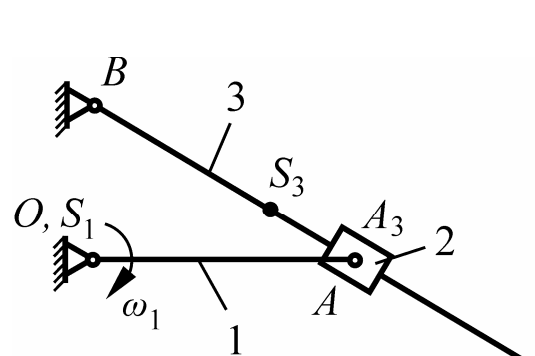


Рис. 3.82

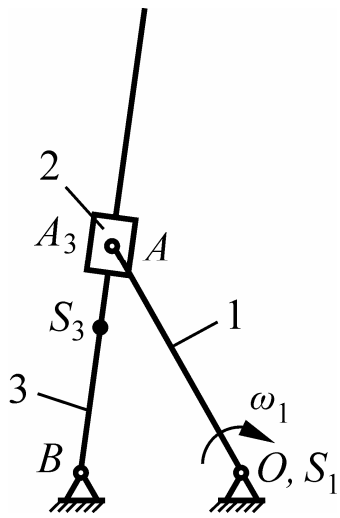


Рис. 3.83

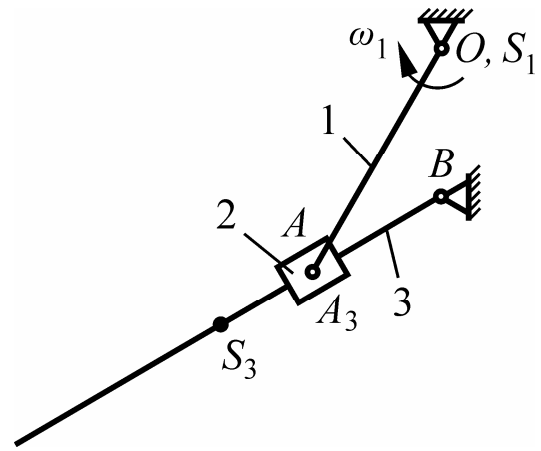


Рис. 3.84

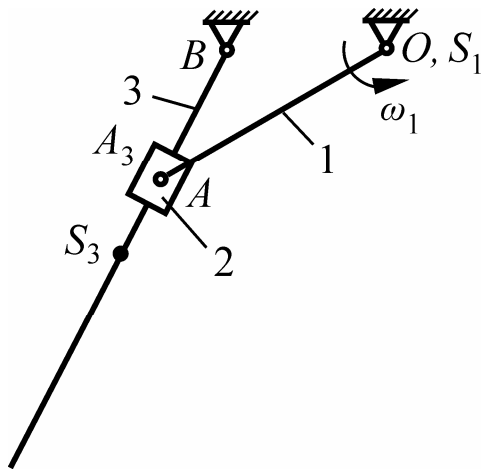


Рис. 3.85

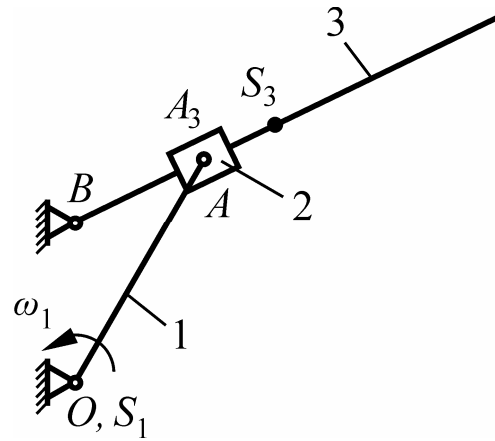


Рис. 3.86

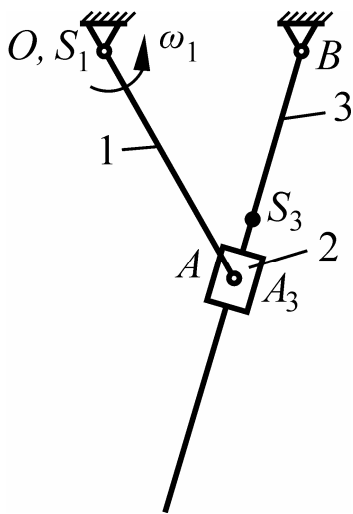


Рис. 3.87

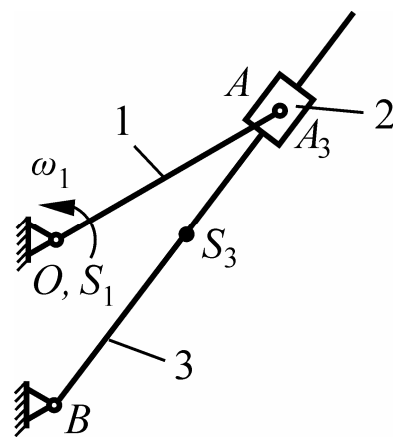


Рис. 3.88

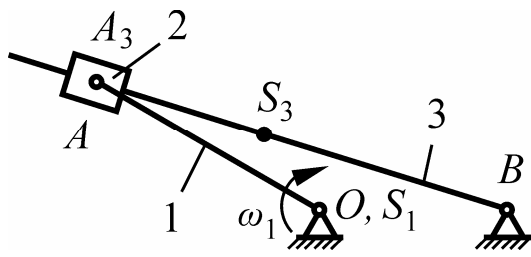


Рис. 3.89

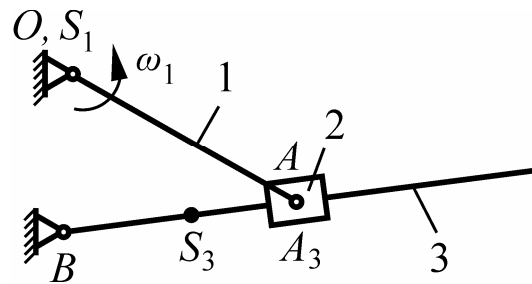


Рис. 3.90

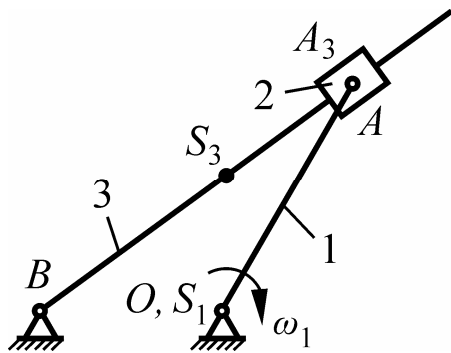


Рис. 3.91

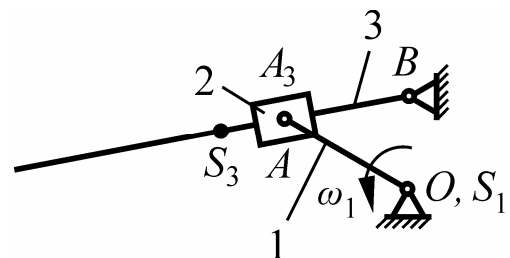


Рис. 3.92

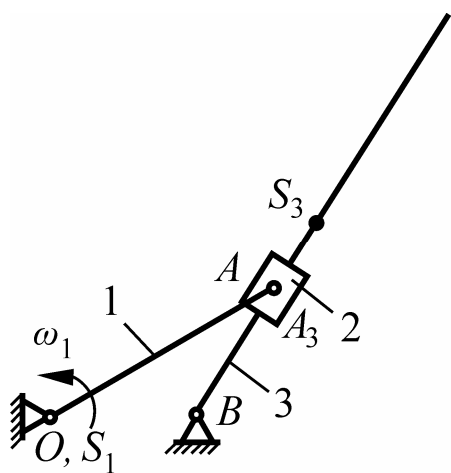


Рис. 3.93

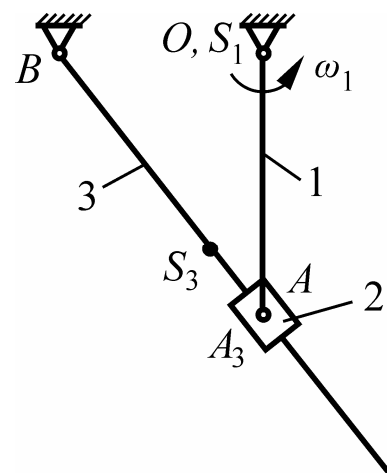


Рис. 3.94

3.3. Побудова крайніх положень механізмів

Знайдемо крайні положення **кривошипно-коромислового механізму** (рис. 3.95). Для них кривошип і шатун знаходяться на одній лінії. Показуємо траєкторії точок A кривошипа та B коромисла. З точки O радіусами $OA + AB$ і $AB - OA$ робимо дугові засічки на траєкторії точки B . Через одержані точки перетину B_0 і B'_0 та точку O кривошипа проводимо прямі. Ці прямі перетинають траєкторію точки A в точках A_0 і A'_0 . Одержуємо крайні положення механізму. Робочий хід відбувається на більшому куті повороту кривошипа. Для даного напрямку обертання кривошипа точка A_0 відповідає початку робочого ходу.

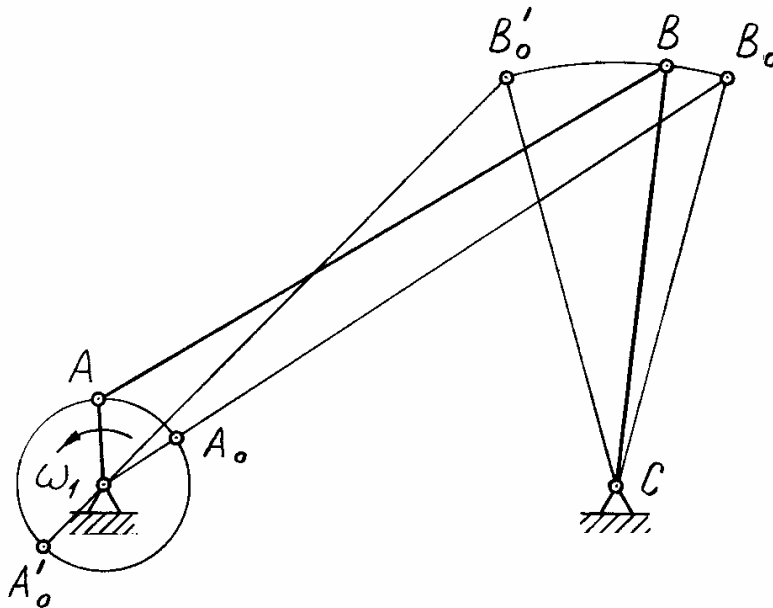


Рис. 3.95

Розглянемо **механізм з хитною кулісою** (рис.3.96).

У крайніх положеннях куліса буде дотична до траєкторії точки A кривошипа. Побудуємо точки дотику. Відрізок OB ділимо точкою C пополам. З точки C радіусом OC проводимо дугу до перетину з траєкторією точки A . На перетині одержуємо

точки A_0 і A'_0 . Для даного напрямку обертання кривошипа точка A_0 відповідає початку робочого ходу.

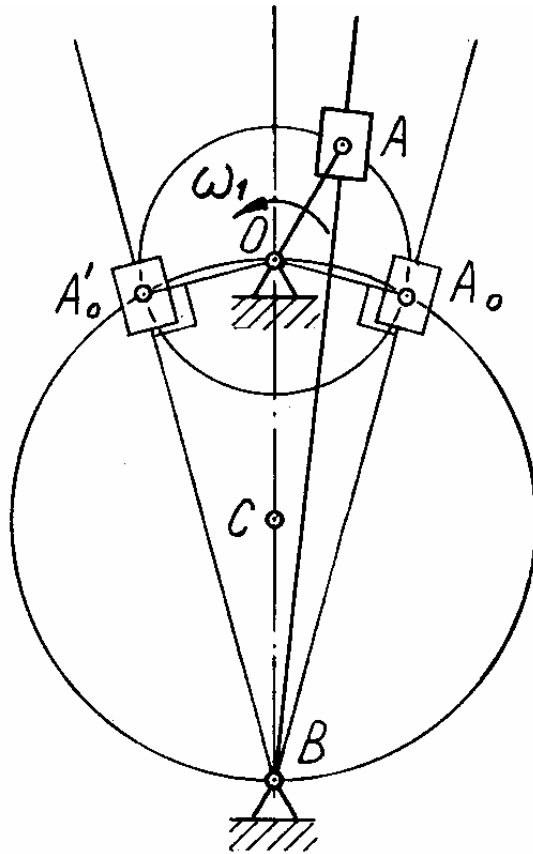


Рис. 3.96

3.4. Завдання для визначення крайніх положень механізмів

Для одної зі схем кривошипно-коромислового механізму (рис. 3.35 ... 3.64) чи механізму з хитною кулісою (рис. 3.65 ... 3.94) побудувати крайні положення механізму. Для заданого напрямку обертання кривошипа знайти нульове положення, яке відповідає початку робочого ходу.

Розділ 4. Модуль 3. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ

4.1. Основні формули для визначення передаточних відношень

В одноступінчастих зубчастих механізмах (послідовний ряд коліс) кожне колесо має власну вісь обертання (рис. 4.1, а).

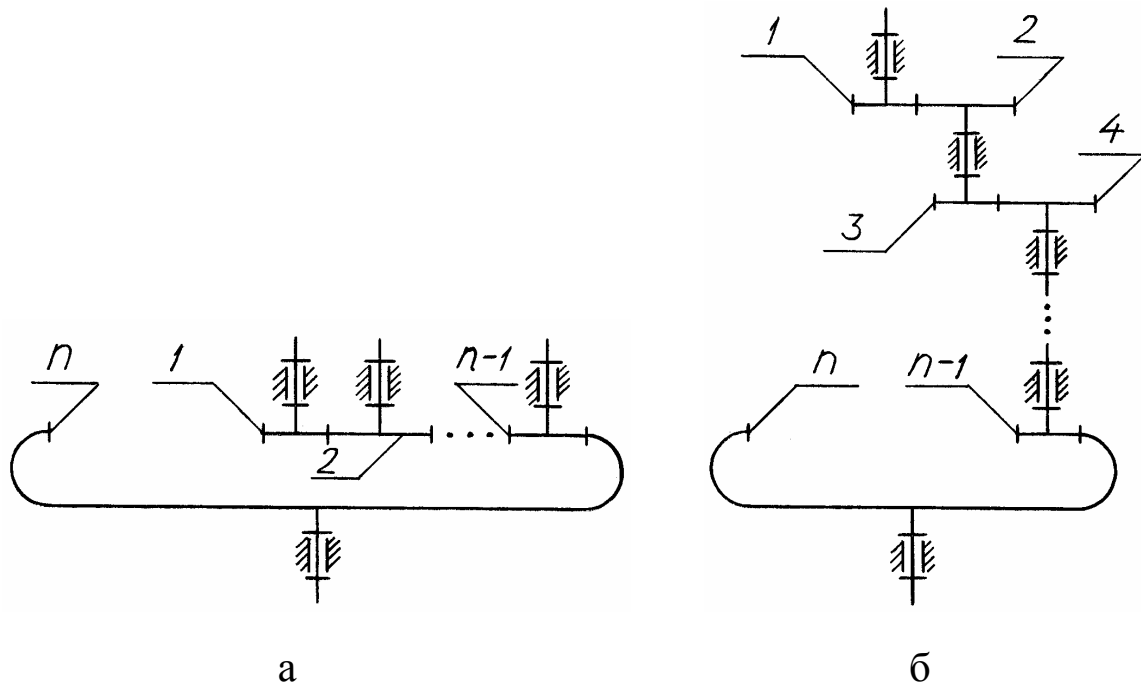


Рис. 4.1

Передаточне відношення послідовного ряду n коліс (від першого колеса до n -ного)

$$u_{1n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1},$$

де m – кількість зовнішніх зачеплень; z_i , $i = 1, 2, \dots, n$, – числа зубів коліс.

У багатоступінчастих зубчастих механізмах з нерухомими осями (багатоступінчастий ряд коліс) навколо кожної нерухокої осі крім першої і останньої обертається два колеса (рис. 4.1, б).

Передаточне відношення багатоступінчастого зубчастого механізму

$$u_{1n} = (-1)^m \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}},$$

де m – кількість зовнішніх зачеплень; n – число коліс.

Передаточне відношення планетарних механізмів (від першого колеса до водила H)

$$u_{1H} = 1 - u_{1n}^H,$$

де індекс H над величинами показує, що вони визначаються при нерухомому водилі.

Передаточне відношення u_{1n}^H від першого колеса до n -ного при нерухомому водилі H визначається за попередніми формулами.

Визначимо передаточні відношення u_{1H} для деяких планетарних передач.

Для однорядної передачі (рис. 4.2, а) за загальною формулою для планетарних механізмів

$$u_{1H} = 1 - u_{13}^H.$$

Для послідовного ряду коліс, у якому кількість зовнішніх зачеплень $m = 1$, знаходимо передаточне відношення

$$u_{13}^H = (-1)^1 \frac{z_3}{z_1}.$$

Підставляючи його в попередню формулу, одержимо

$$u_{1H} = 1 + z_3/z_1.$$

Розглянемо дворядну планетарну передачу з подвійними сателітами та двома зовнішніми зачепленнями (рис. 4.2, б).

З загальної формули для планетарних передач

$$u_{1H} = 1 - u_{14}^H.$$

Для ступінчастого ряду коліс, у якому кількість зовнішніх зачеплень $m = 2$,

$$u_{14}^H = (-1)^2 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

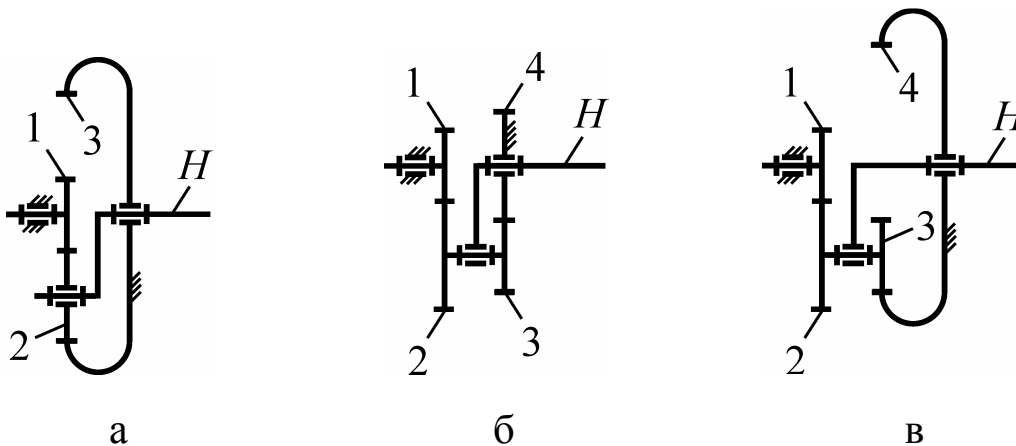


Рис. 4.2

Підставляючи u_{14}^H у попередню формулу, маємо

$$u_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Аналогічно для дворядної передачі на рис. 4.2, в з подвійними сателітами та одним зовнішнім зачепленням ($m=1$) одержимо

$$u_{14}^H = (-1)^1 \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}; \quad u_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$$

Передаточне відношення кількох послідовно з'єднаних зубчастих передач дорівнює добутку передаточних відношень кожної окремої передачі, які входять до складу з'єднання.

Наводимо **приклад визначення передаточного відношення** послідовного з'єднання зубчастих механізмів (рис. 4.3, а). Поділяємо його на одноступінчасту передачу (рис. 4.3, б), дворядний планетарний механізм з одним зовнішнім зачепленням (рис. 4.3, в) та чотиріступінчасту передачу (рис. 4.3, г).

Передаточне відношення одноступінчастого механізму (рис. 4.3, б), у якому кількість зовнішніх зачеплень $m=4$, становить

$$u_{15} = (-1)^m \frac{z_5}{z_1} = (-1)^4 \frac{z_5}{z_1} = \frac{z_5}{z_1}.$$

Передаточне відношення планетарного механізму (рис. 4.3, в)

$$u_{6H} = 1 - u_{69}^H.$$

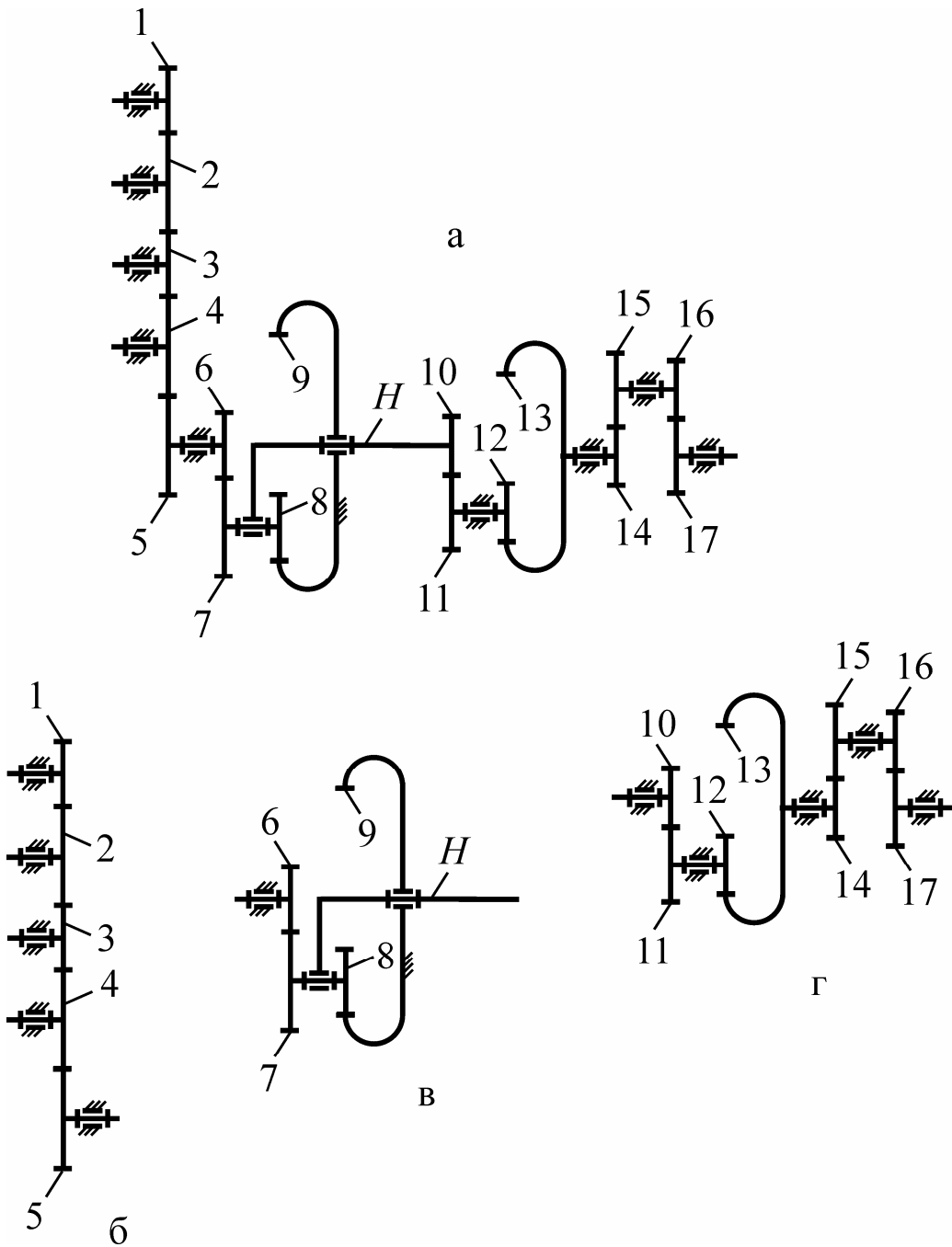


Рис. 4.3

Для двоступінчастого ряду коліс, у якому кількість зовнішніх зачеплень $m = 1$,

$$u_{69}^H = (-1)^m \frac{z_7 z_9}{z_6 z_8} = (-1)^1 \frac{z_7 z_9}{z_6 z_8} = -\frac{z_7 z_9}{z_6 z_8}.$$

Тоді

$$u_{6H} = 1 + \frac{z_7 z_9}{z_6 z_8}.$$

Передаточне відношення чотиріступінчастого зубчастого механізму (рис. 4.3, г), у якому кількість зовнішніх зачеплень $m = 3$,

$$u_{10,17} = (-1)^m \frac{z_{11} z_{13} z_{15} z_{17}}{z_{10} z_{12} z_{14} z_{16}} = (-1)^3 \frac{z_{11} z_{13} z_{15} z_{17}}{z_{10} z_{12} z_{14} z_{16}} = -\frac{z_{11} z_{13} z_{15} z_{17}}{z_{10} z_{12} z_{14} z_{16}}.$$

Загальне передаточне відношення від 1-го колеса до 17-го

$$u_{1,17} = u_{15} u_{6H} u_{10,17}.$$

4.2. Завдання зі знаходження передаточних відношень механізмів з нерухомими та рухомими осями

Для одної зі схем на рис. 4.4 ... 4.33 назвати зубчастий механізм та написати формулу для визначення передаточного відношення від першого колеса до останнього чи до водила H .

Можливі варіанти назв:

1. Зовнішня передача.
2. Внутрішня передача.
3. Одноступінчастий зубчастий механізм.
4. Двоступінчаста передача.
5. Триступінчастий зубчастий механізм.
6. Однорядна планетарна передача.
7. Дворядна планетарна передача з зовнішніми зачепленнями.
8. Дворядна планетарна передача з внутрішніми зачепленнями.
9. Дворядний планетарний механізм з одним зовнішнім зачепленням.

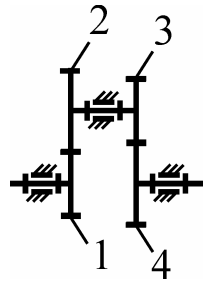


Рис. 4.4

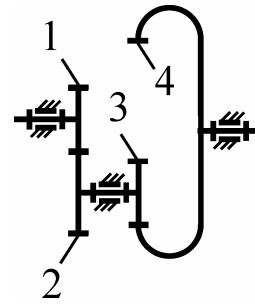


Рис. 4.5

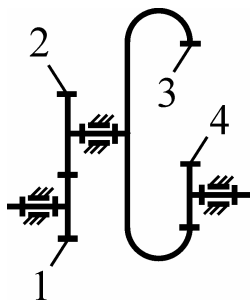


Рис. 4.6

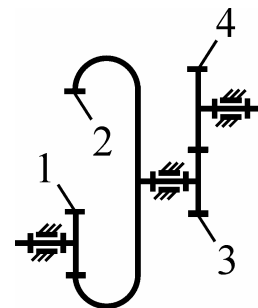


Рис. 4.7

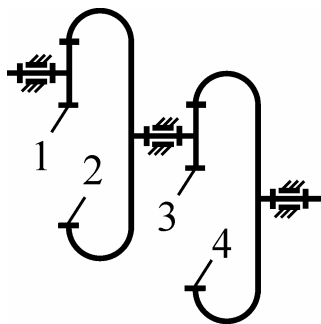


Рис. 4.8

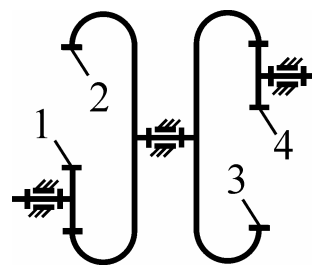


Рис. 4.9

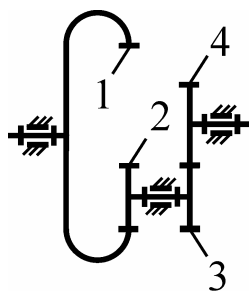


Рис. 4.10

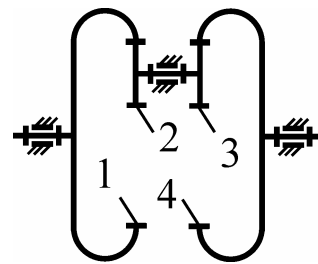


Рис. 4.11

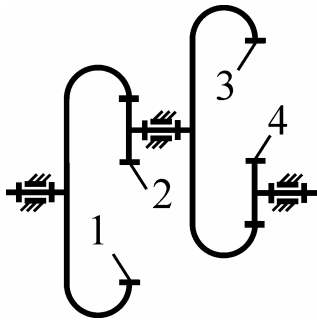


Рис. 4.12

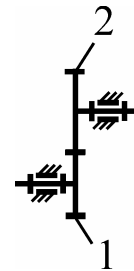


Рис. 4.13

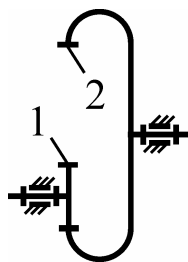


Рис. 4.14

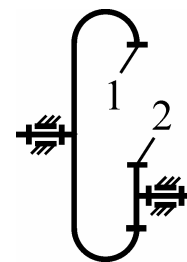


Рис. 4.15

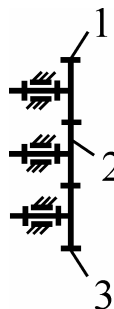


Рис. 4.16

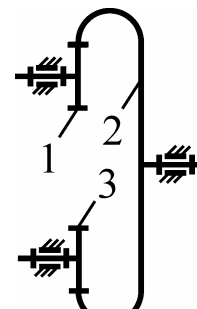


Рис. 4.17

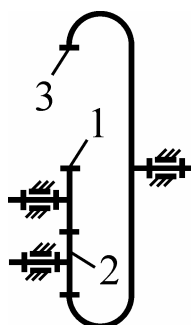


Рис. 4.18

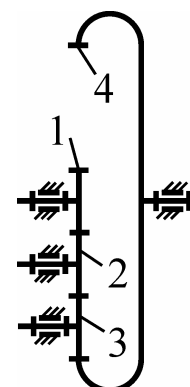


Рис. 4.19

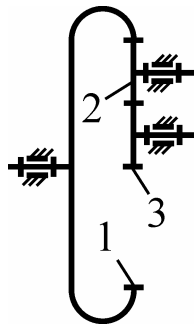


Рис. 4.20

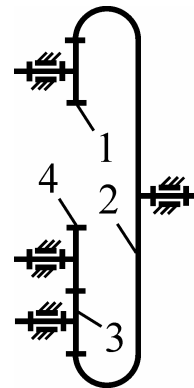


Рис. 4.21

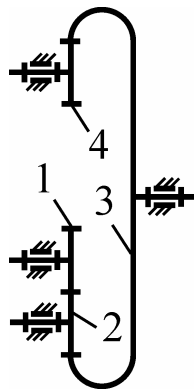


Рис. 4.22

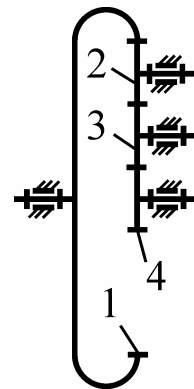


Рис. 4.23

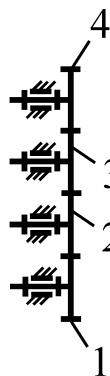


Рис. 4.24

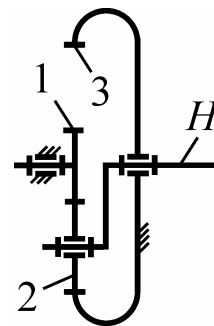


Рис. 4.25

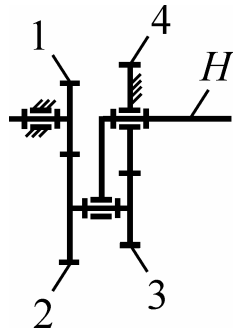


Рис. 4.26

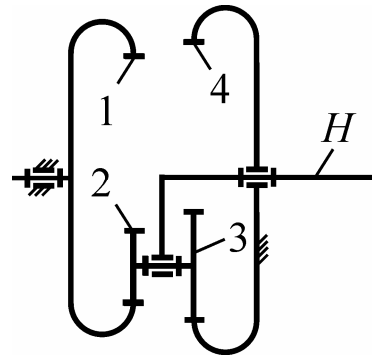


Рис. 4.27

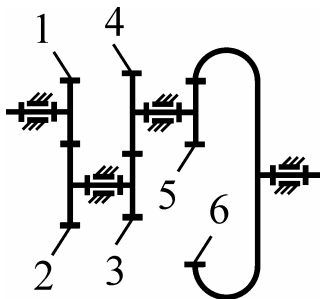


Рис. 4.28

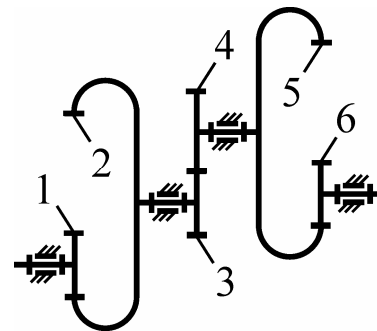


Рис. 4.29

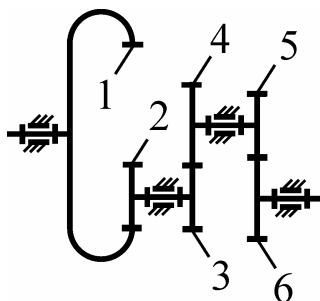


Рис. 4.30

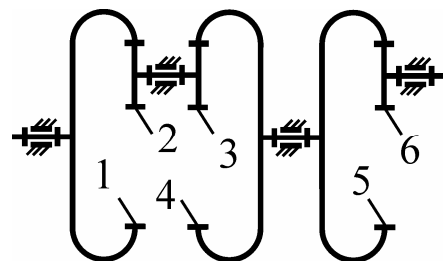


Рис. 4.31

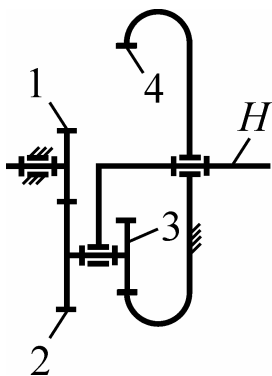


Рис. 4.32

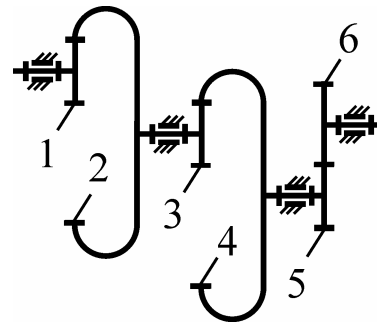


Рис. 4.33

4.3. Завдання для визначення передаточних відношень послідовно з'єднаних передач

Одну зі схем послідовно з'єднаних передач (рис. 4.34 ... 4.63) поділити на окремі частини. Дати назву кожній окремій передачі, яка входить до складу з'єднання. (Можливі варіанти назв наведені у попередньому завданні.) Написати формули для визначення передаточного відношення від першого колеса до останнього.

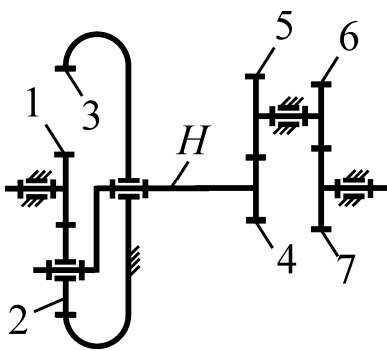


Рис. 4.34

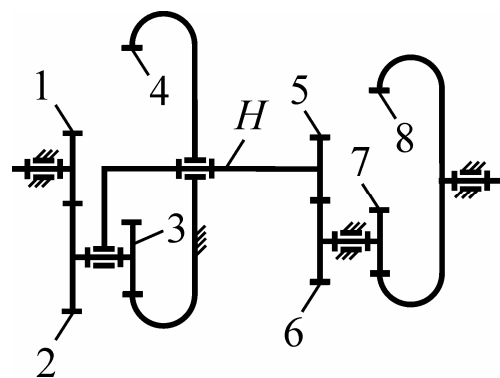


Рис. 4.35

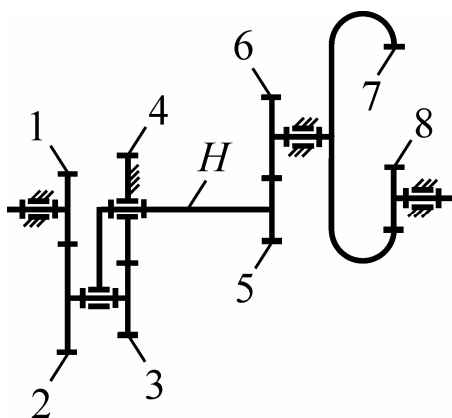


Рис. 4.36

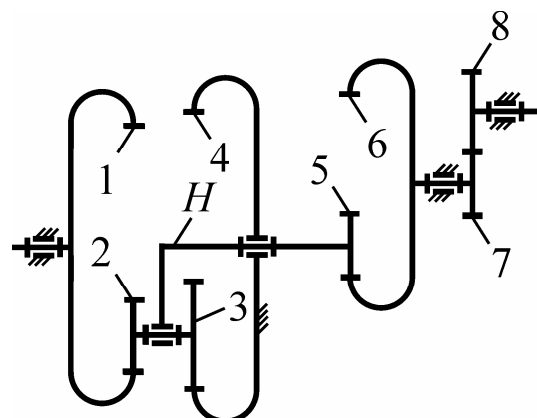


Рис. 4.37

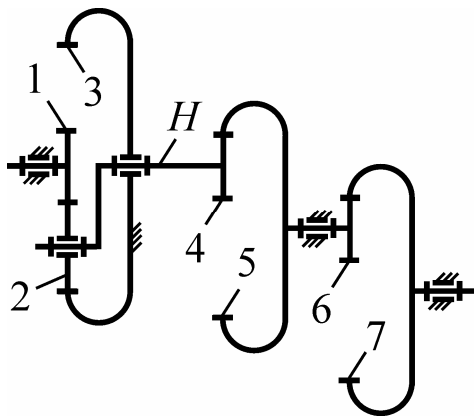


Рис. 4.38

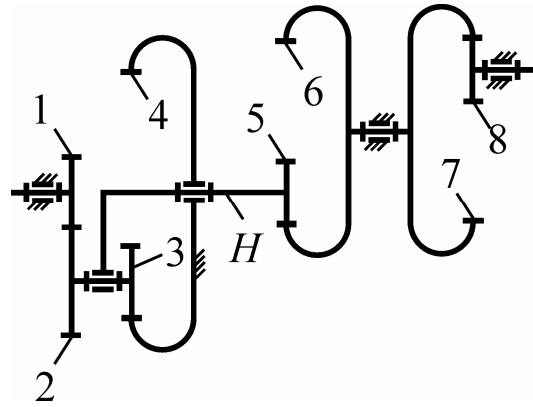


Рис. 4.39

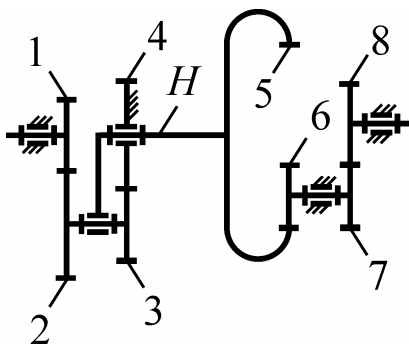


Рис. 4.40

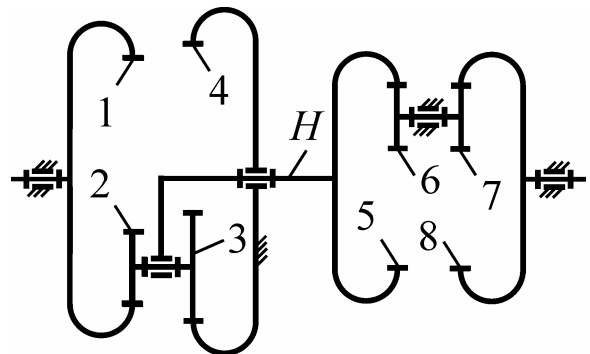


Рис. 4.41

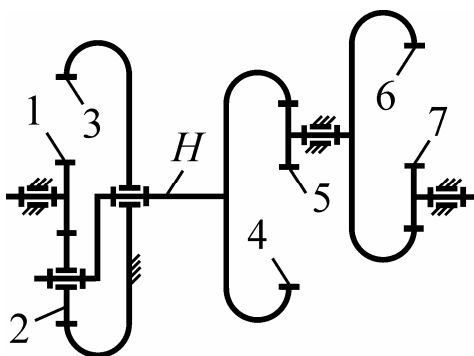


Рис. 4.42

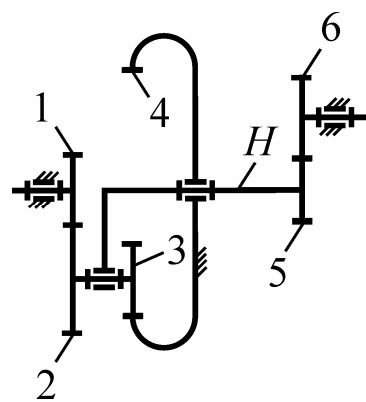


Рис. 4.43

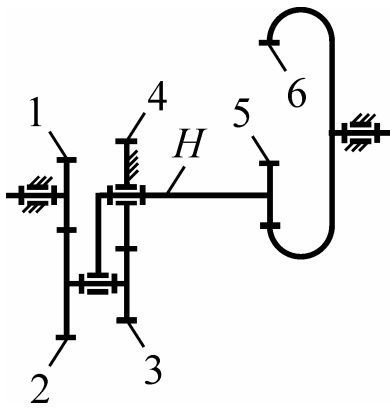


Рис. 4.44

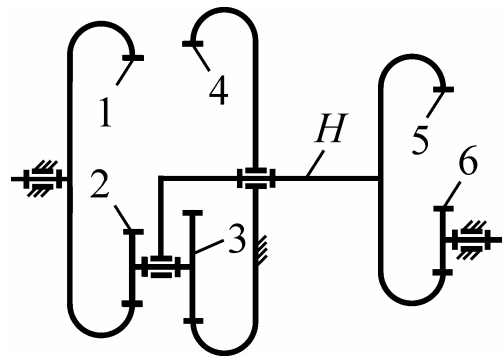


Рис. 4.45

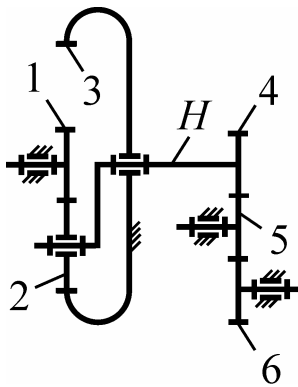


Рис. 4.46

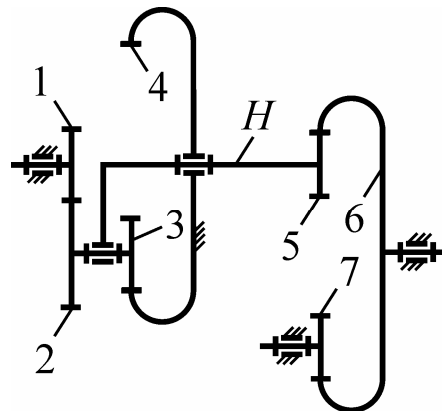


Рис. 4.47

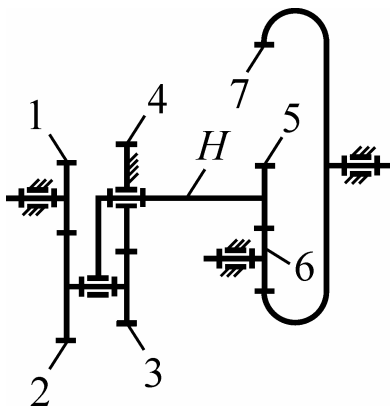


Рис. 4.48

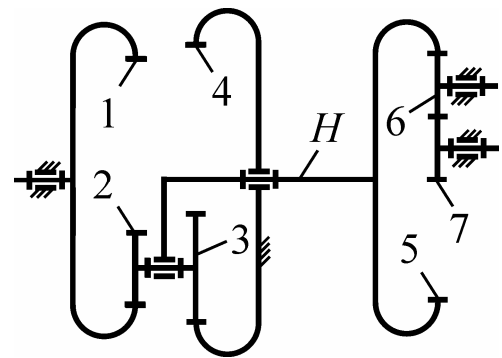


Рис. 4.49

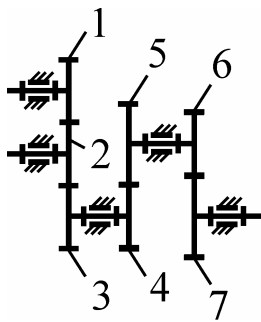


Рис. 4.50

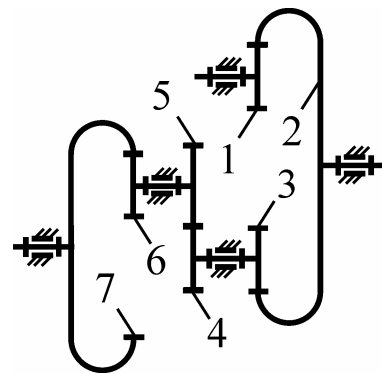


Рис. 4.51

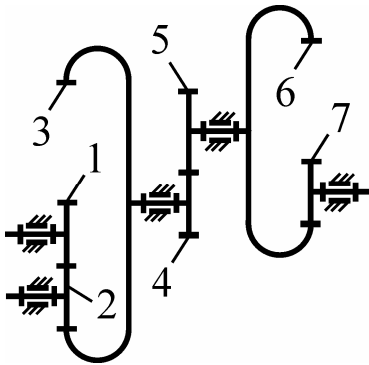


Рис. 4.52

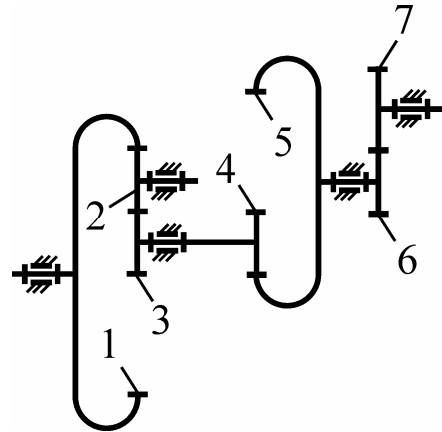


Рис. 4.53

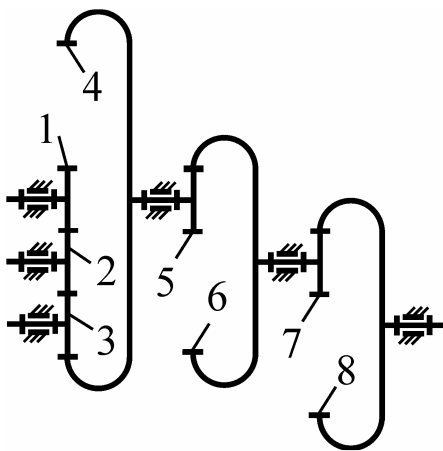


Рис. 4.54

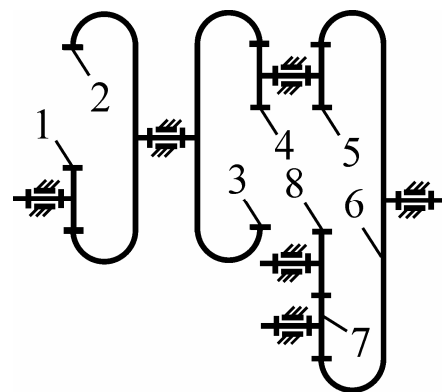


Рис. 4.55

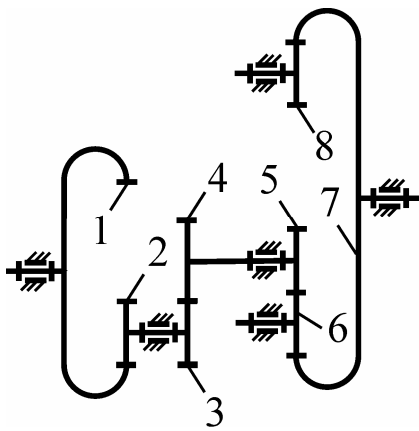


Рис. 4.56

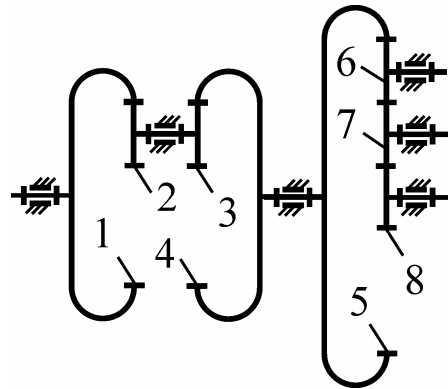


Рис. 4.57

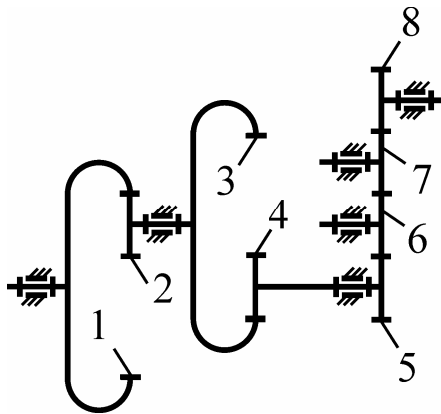


Рис. 4.58

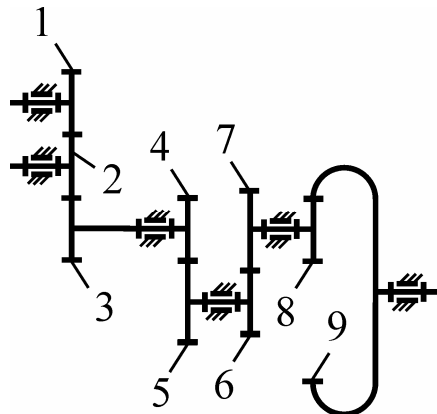


Рис. 4.59

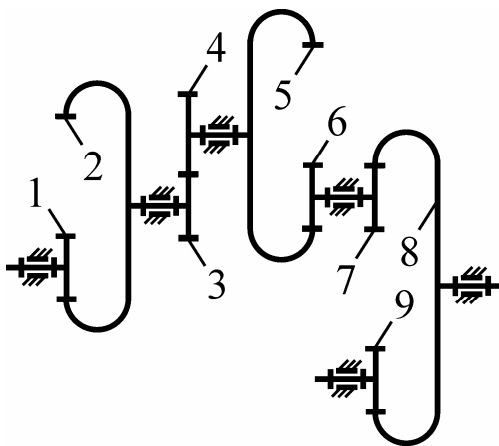


Рис. 4.60

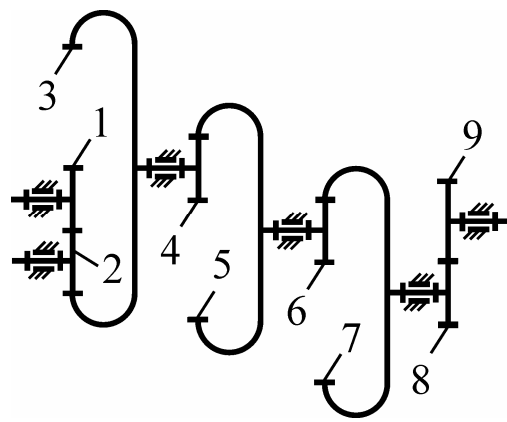
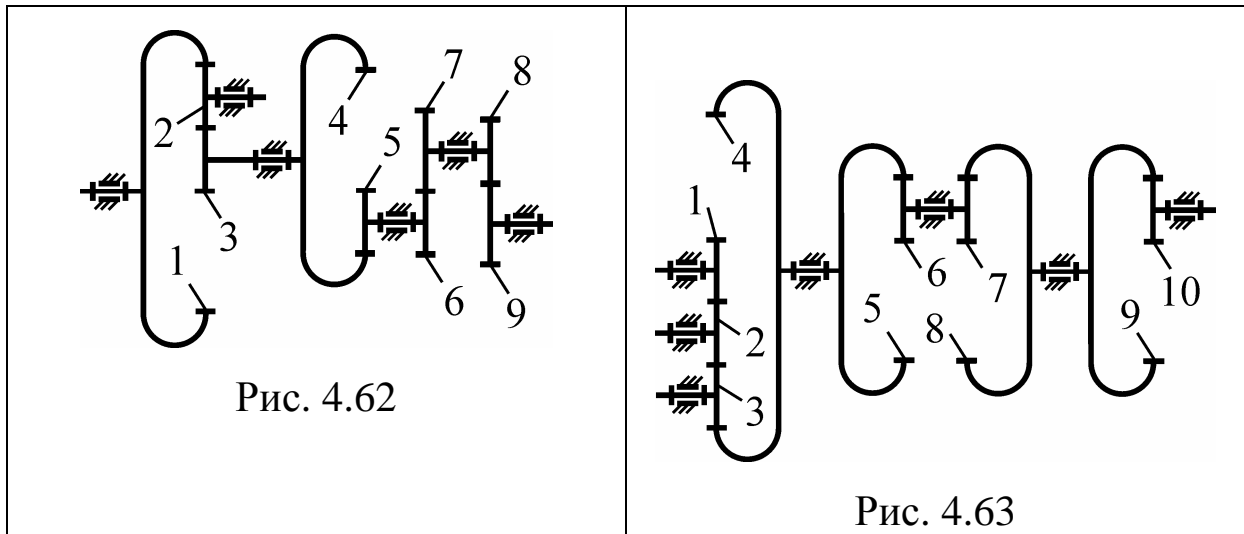


Рис. 4.61



Розділ 5. Модуль 4. СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ

5.1. Приклади силового аналізу

Силовий розрахунок проводиться починаючи з останньої приєднаної групи Ассура, тоді передостанньої і т.д. до механізму I класу. Тобто в порядку оберненому до кінематичного розрахунку.

Силовий розрахунок розглянемо на прикладі хитного конвеєра (рис. 5.1). Для інших механізмів він проводиться аналогічно.

Визначимо **сили тяжіння та інерції**.

Сили тяжіння ланок $G_i = m_i g, i = 1, \dots, 5$.

Сили інерції ланок $\bar{F}_{Ii} = -m_i \bar{a}_{S_i}, i = 1, \dots, 5$.

З останньої формули випливає, що напрями сил інерції і прискорень центрів мас ланок – протилежні.

Моменти сил інерції ланок

$$M_{Ii} = -\varepsilon_i J_{S_i}, i = 2, 3, 4,$$

де J_{S_i} – моменти інерції ланок відносно їх центрів мас. Напрями моментів сил інерції і кутових прискорень – протилежні.

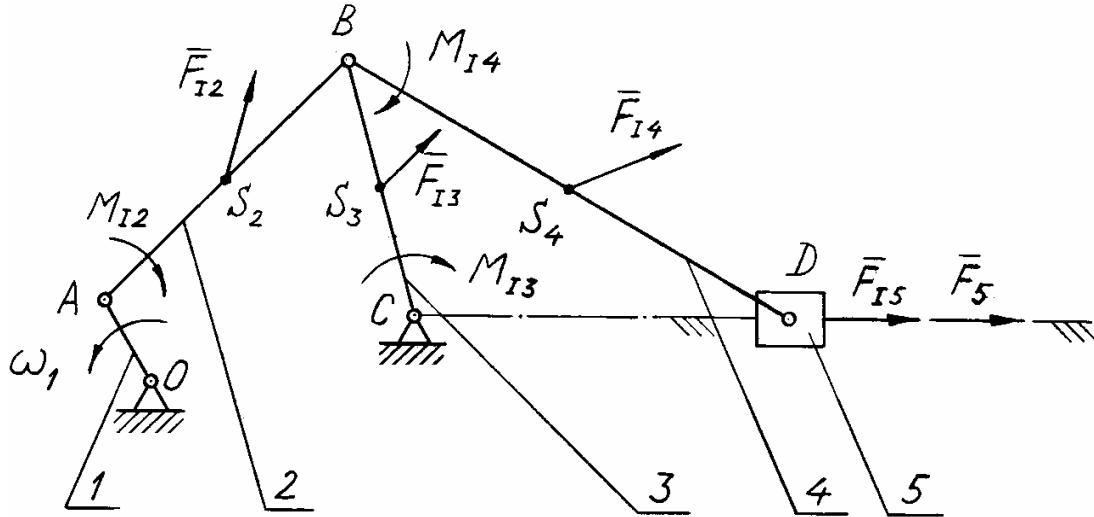


Рис. 5.1

При графоаналітичних розрахунках визначаються абсолютні величини сил інерції ланок за формулами

$$F_{Ii} = m_i a_{S_i}$$

та абсолютні величини моментів сил інерції –

$$M_{Ii} = \varepsilon_i J_{S_i}.$$

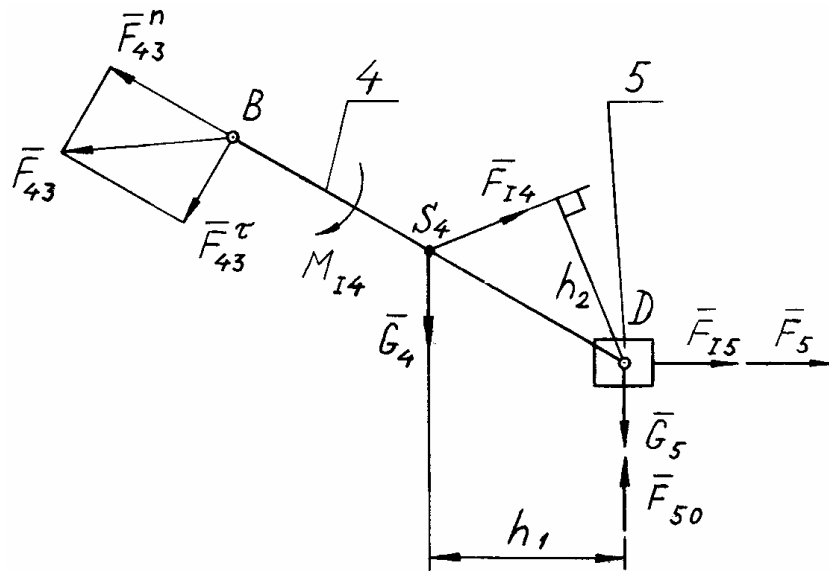
Зобразимо **останню приєднану групу Ассура**, тобто групу ланок 4 – 5 в масштабі довжин μ_l (рис. 5.2, а). Прикладаємо до неї зовнішню силу корисного опору \bar{F}_5 , сили тяжіння, сили інерції та моменти сил інерції ланок. На виділену групу з боку решти механізму діє реакція \bar{F}_{43} , яку розкладемо на нормальну \bar{F}_{43}^n і тангенціальну \bar{F}_{43}^t складові.

Тут і далі \bar{F}_{ij} – реакція на ланку i з боку ланки j . До ланки 5 з боку стояка 0 прикладена реакція \bar{F}_{50} .

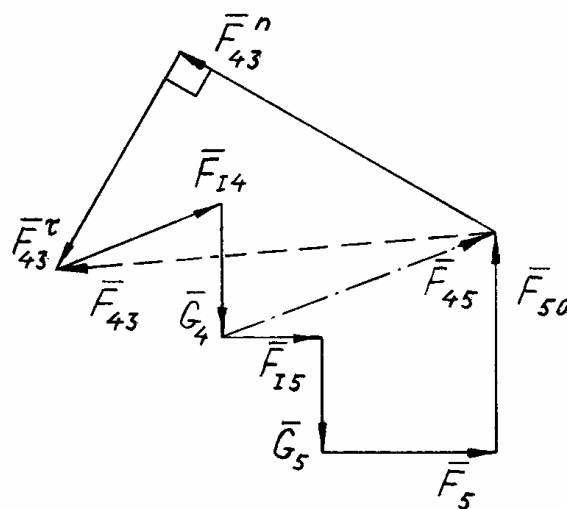
Складаючи рівняння моментів всіх сил відносно точки D ,

$$\Sigma M_D = 0; F_{43}^t l_{BD} + G_4 h_1 \mu_l - P_{14} h_2 \mu_l - M_{I4} = 0,$$

знаходимо F_{43}^{τ} , де тут і далі h_i , мм, $i = 1, 2, \dots$, – плечі сил на кресленні чи схемі групи; l_{BD} , м, – довжина шатуна 4.



a



б

Рис. 5.2

План сил групи ланок 4 – 5 будуємо у відповідності з векторним рівнянням рівноваги групи, яке має певну послідовність. Проходимо групу зліва направо і записуємо сили, які зустрічаються. Але, обов'язково, першою записуємо невідому реакцію \bar{F}_{43}^n , другою – \bar{F}_{43}^τ і останньою – невідому \bar{F}_{50} .

Одержимо

$$\bar{F}_{43}^n + \bar{F}_{43}^\tau + \bar{F}_{I4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{I5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_5 + \bar{F}_{50} = 0.$$

Будуємо суму відомих векторів (рис. 5.2, б) у масштабі сил

$$\mu_F = F / F_{кр},$$

де F , Н, – величина будь – якої сили; $F_{кр}$, мм, – довжина відповідного відрізка на кресленні чи плані, який зображає цю силу.

З початку побудови проводимо лінію, паралельну \bar{F}_{43}^n , а з кінця – паралельну \bar{F}_{50} до їх перетину. Напрями цих векторів показуємо так, щоб багатокутник сил був замкнений, тобто, щоб початок першого вектора співпадав з кінцем останнього. Інакше кажучи, при обході по контуру плану сил у певному напрямі всі вектори направлені в один бік: чи по ходу, чи проти нього.

Сполучаючи початок вектора \bar{F}_{43}^n з кінцем \bar{F}_{43}^τ , одержуємо повну реакцію \bar{F}_{43} .

Реакцію в кінематичній парі \bar{F}_{45} знаходимо відповідно до векторного рівняння рівноваги ланки 4. Воно записується в тій самій послідовності, яка є у векторному рівнянні рівноваги групи. Тобто

$$\bar{F}_{43} + \bar{F}_{I4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{45} = 0.$$

Шукаємо на плані (рис. 5.2, б) ланцюжок відомих векторів $\bar{F}_{43} + \bar{F}_{I4} + \bar{G}_4$. Сполучаємо початок і кінець ланцюжка. Одержуємо реакцію \bar{F}_{45} . Її напрям показуємо так, щоб багатокутник сил був замкнений.

Переходимо до передостанньої приєднаної групи ланок 2 – 3. Показуємо її в масштабі довжин μ_l (рис. 5.3, а). Прикладаємо до групи сили інерції та моменти сил інерції ланок.

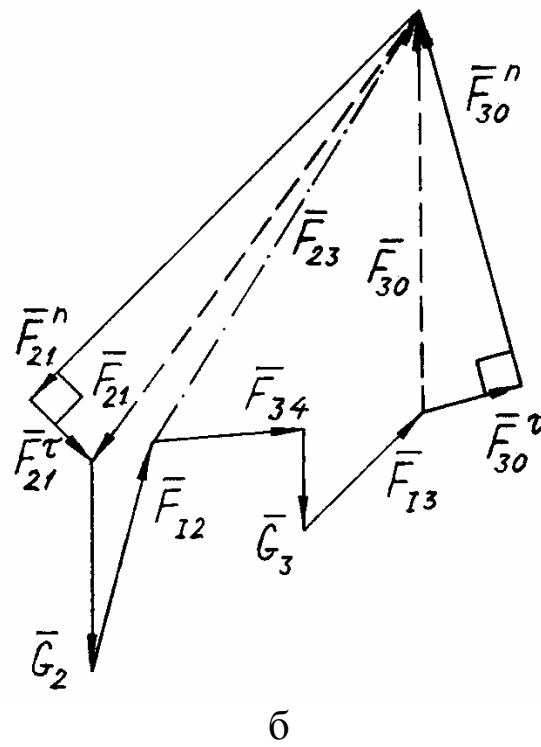
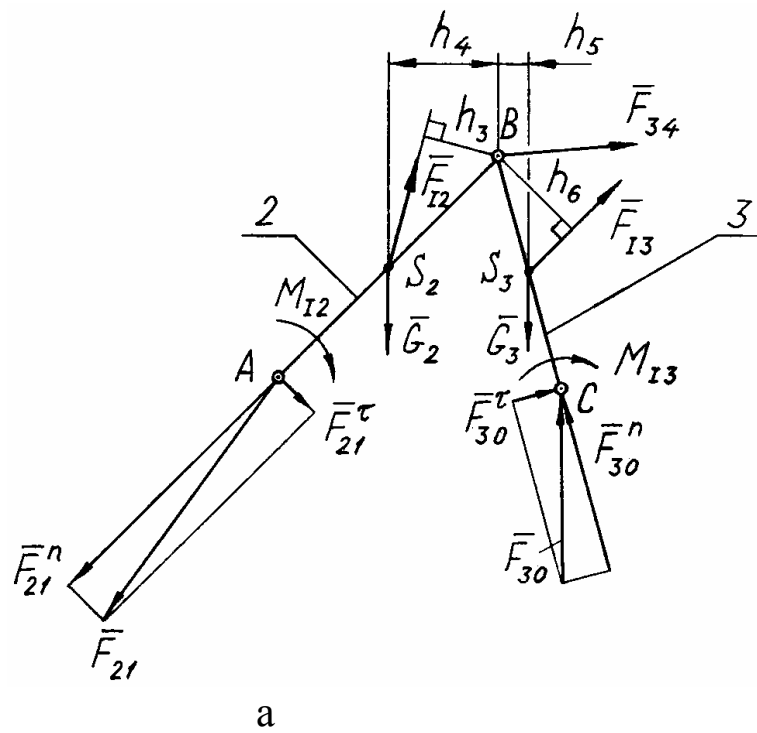


Рис. 5.3

Показуємо реакції: \bar{F}_{21} , яка діє на шатун 2 з боку кривошипа 1, та \bar{F}_{30} – на коромисло 3 з боку стояка 0. Розкладаємо їх на нормальні і тангенціальні складові. Прикладаємо реакцію \bar{F}_{34} на ланку 3 з боку ланки 4. Вона рівна за величиною і протилежно напрямлена \bar{F}_{43} .

Складаючи рівняння моментів всіх сил відносно точки B для кожної ланки окремо

$$\Sigma M_B = 0;$$

$$F_{21}^{\tau} l_{AB} - F_{I2} h_3 \mu_l + G_2 h_4 \mu_l - M_{I2} = 0;$$

$$F_{30}^{\tau} l_{BC} - M_{I3} - G_3 h_5 \mu_l + F_{I3} h_6 \mu_l = 0,$$

знаходимо F_{21}^{τ} і F_{30}^{τ} .

Тут l_{AB} , l_{BC} , m , – довжини ланок 2 і 3.

План сил групи ланок 2 – 3 будуємо згідно векторного рівняння рівноваги групи

$$\bar{F}_{21}^n + \bar{F}_{21}^{\tau} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{I2} + \bar{F}_{34} + \bar{F}_{I3} + \bar{G}_3 + \bar{F}_{30}^{\tau} + \bar{F}_{30}^n = 0.$$

У масштабі сил μ_F будуємо суму відомих векторів (рис. 5.3, б). З початку побудови проводимо лінію, паралельну \bar{F}_{21}^n , а з кінця – паралельну \bar{F}_{30}^n до перетину. Показуємо напрями векторів, щоб багатокутник сил був замкнений. Знаходимо повні реакції \bar{F}_{21} і \bar{F}_{30} .

Реакцію в кінематичній парі \bar{F}_{23} визначаємо аналогічно попередньому випадку у відповідності з векторним рівнянням рівноваги ланки 2:

$$\bar{F}_{21} + \bar{G}_2 + \bar{F}_{I2} + \bar{F}_{23} = 0.$$

Розглянемо механізм I класу (рис. 5.4, а). Вважаємо, що кривошип зрівноважений, тобто його центр мас S_1 знаходиться в точці O . У цій точці прикладена сила тяжіння \bar{G}_1 кривошипа. Оскільки прискорення точки O дорівнює нулю, то сила інерції кривошипа \bar{F}_{I1} дорівнює нулю.

Прикладаємо реакцію \bar{F}_{12} на кривошип 1 з боку шатуна 2. Вона рівна за величиною і напрямлена протилежно \bar{F}_{21} . З боку

решти машинного агрегату, яку ми не розглядаємо, на кривошип діє зрівноважуючий момент M_3 .

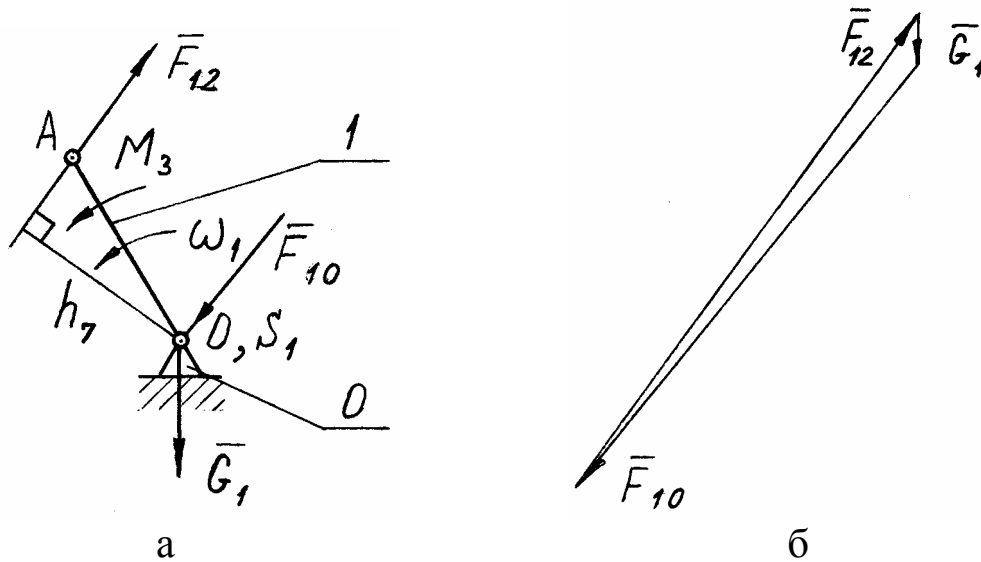


Рис. 5.4

Складаючи рівняння моментів сил відносно точки O :

$$\sum M_0 = 0; \quad M_3 - F_{12} h_7 \mu_l = 0,$$

знаходимо M_3 .

Реакцію в кінематичній парі \bar{F}_{10} знаходимо відповідно до векторного рівняння рівноваги кривошипа

$$\bar{F}_{12} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} = 0$$

з плану сил (рис. 5.4, б).

Після знаходження відрізків на планах, які зображають шукані реакції, знаходимо їх величини F_{50} , F_{43} , F_{45} , F_{30} , F_{23} , F_{21} :

$$F_{50} = \mu_P F_{50кр}, \quad F_{43} = \mu_P F_{43кр} \text{ і т.д.}$$

У випадку, коли потрібно визначити тільки зрівноважуючий момент без реакцій в кінематичних парах, використовують **метод жорсткого важеля М.Є.Жуковського**.

Метод розглянемо на прикладі кривошипно–повзунного механізму (рис. 5.5, а). До інших механізмів метод застосовується аналогічно.

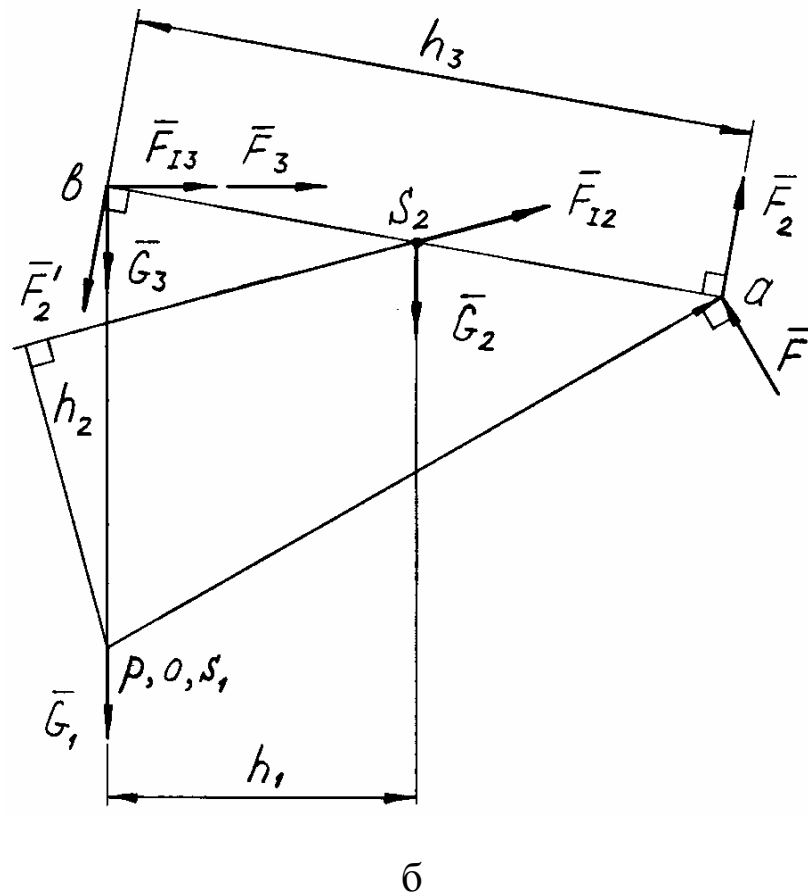
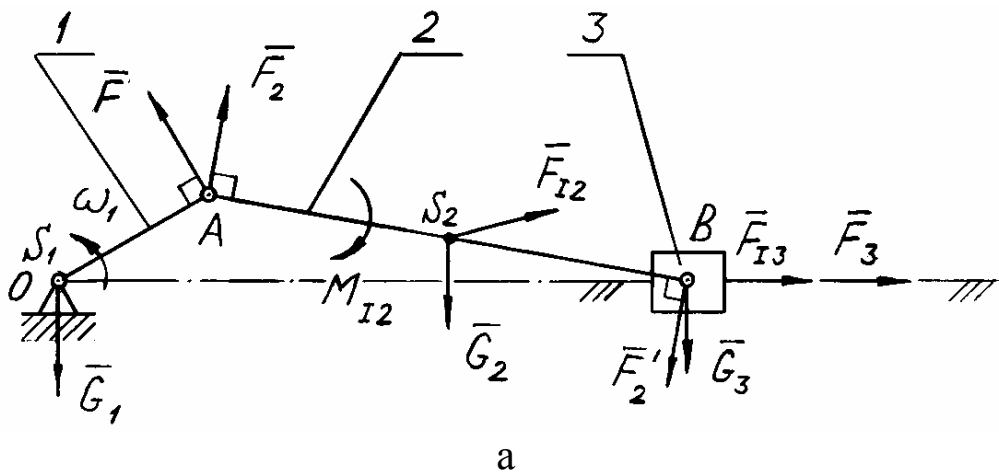


Рис. 5.5

Прикладемо до механізму силу корисного опору \vec{F}_3 , сили тяжіння, інерції та моменти сил інерції ланок.

Момент сил інерції M_{I2} шатуна замінимо еквівалентною парою, величина сил якої $F_2 = F_2' = M_{I2}/l_{AB}$, де l_{AB} , м, – довжина шатуна 2.

Прикладаємо умовну зрівноважуючу силу \overline{F} у точці A перпендикулярно OA .

План швидкостей повертаємо на 90° за чи проти стрілки годинника і зображаємо в збільшеному масштабі (рис. 5.5, б). Його умовно вважаємо жорстким важелем, який називають важелем М.С.Жуковського.

Переносимо паралельно активні сили і сили інерції без реакцій в'язів у відповідні точки важеля. Останні є однойменними з точками кінематичної схеми.

Складаємо рівняння моментів сил відносно полюса p :

$$-G_2h_1 - F_{I2}h_2 + F \cdot pa - (F_{I3} + F_3) \cdot pb + F_2h_3 = 0,$$

де h_1, h_2, h_3, pa, pb , мм, – відрізки на важелі.

Знаходимо умовну зрівноважуючу силу F .

Зрівноважуючий момент, знайдений з важеля Жуковського

$$M_3' = F l_{OA},$$

де l_{OA} , м, – довжина кривошипа.

Відносна похибка графоаналітичного визначення зрівноважуючого моменту з планів сил і важеля Жуковського

$$\left| 1 - \frac{M_3'}{M_3} \right|$$

не повинна перевищувати 5%.

5.2. Завдання з силового аналізу

Наведені схеми кривошипно-повзунного (рис. 5.6 ... 5.35), кривошипно-коромислового (рис. 5.36 ... 5.65) та кулісного (рис. 5.66 ... 5.95) механізмів. Для одної зі схем:

1. Побудувати схематично без формул та розрахунків план прискорень. На силівній схемі механізму показати напрями сил інерції та моментів сил інерції ланок.

2. Схематично без формул та розрахунків провести силовий аналіз механізму але написати рівняння моментів та векторні рівняння.
3. Схематично побудувати важіль Жуковського, показати плечі сил та написати рівняння моментів для визначення умовної зрівноважуючої сили.

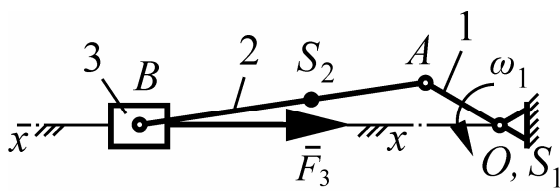


Рис. 5.6

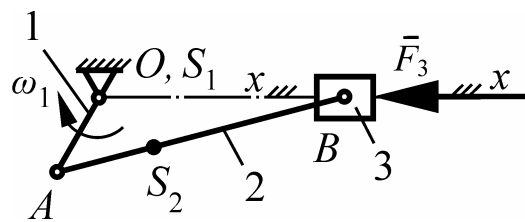


Рис. 5.7

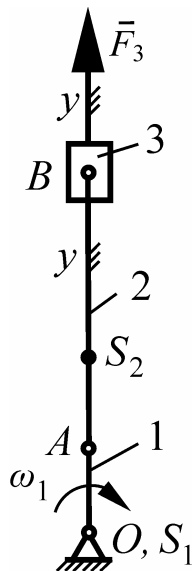


Рис. 5.8

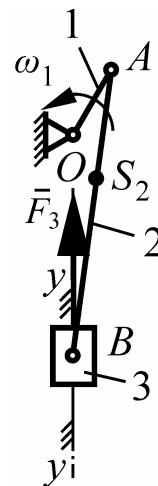


Рис. 5.9

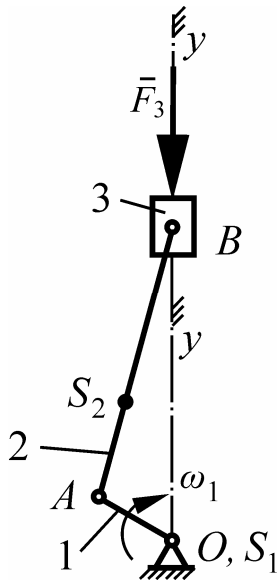


Рис. 5.10

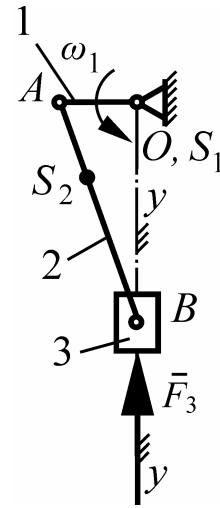


Рис. 5.11

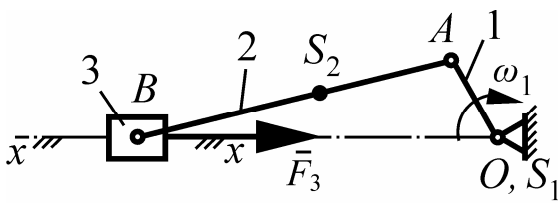


Рис. 5.12

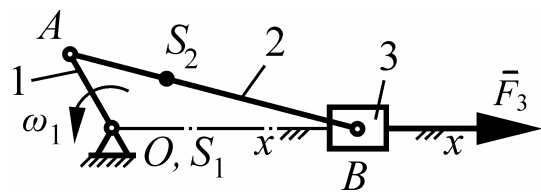


Рис. 5.13

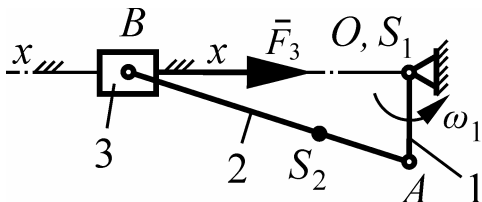


Рис. 5.14

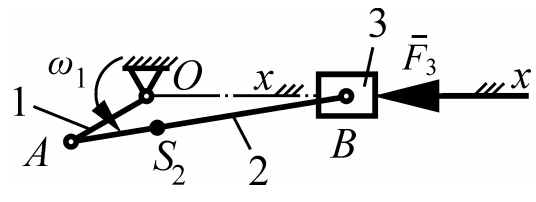


Рис. 5.15

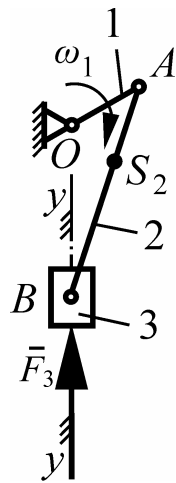


Рис. 5.16

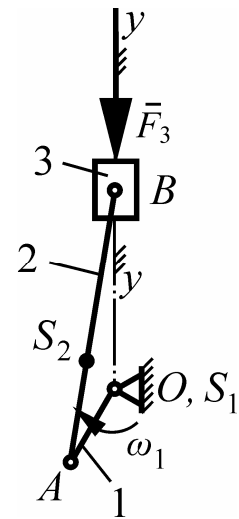


Рис. 5.17

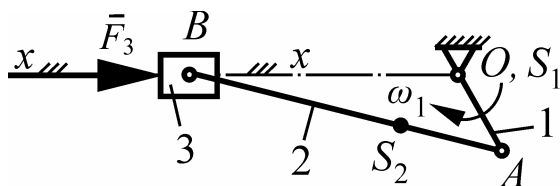


Рис. 5.18

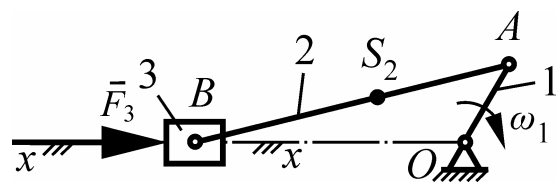


Рис. 5.19

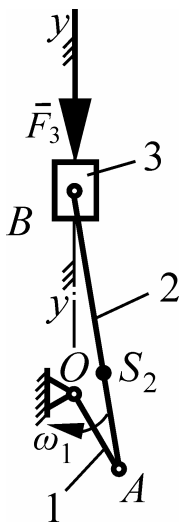


Рис. 5.20

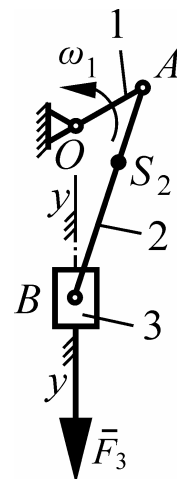


Рис. 5.21

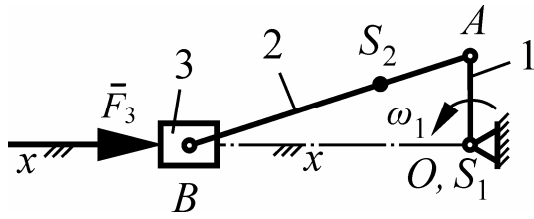


Рис. 5.22

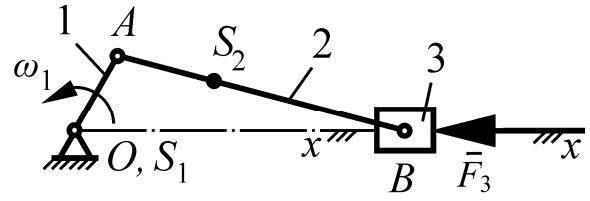


Рис. 5.23

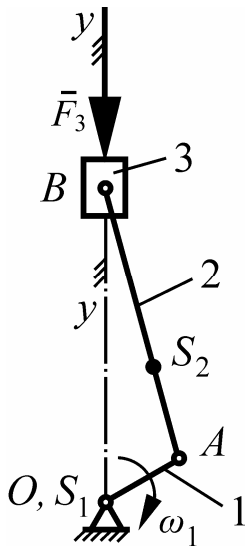


Рис. 5.24

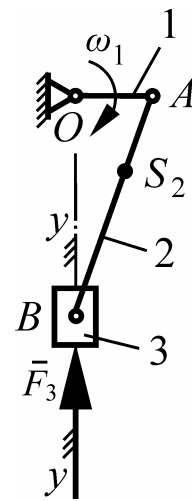


Рис. 5.25

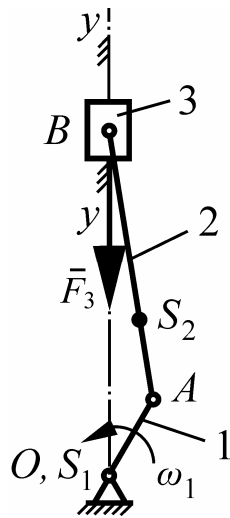


Рис. 5.26

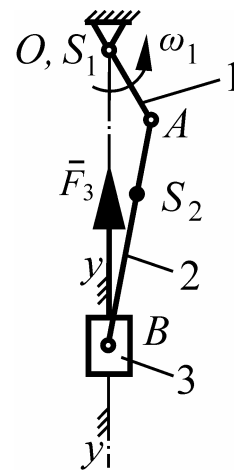


Рис. 5.27

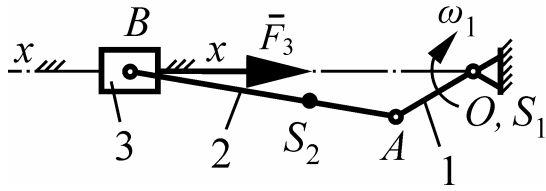


Рис. 5.28

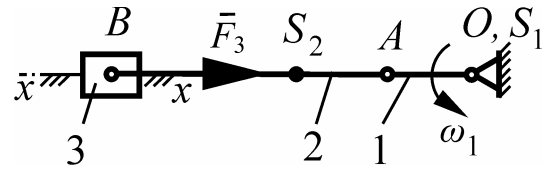


Рис. 5.29

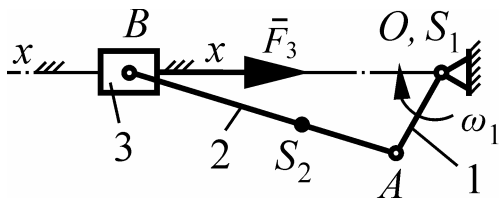


Рис. 5.30

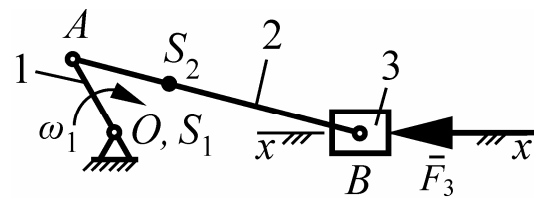


Рис. 5.31

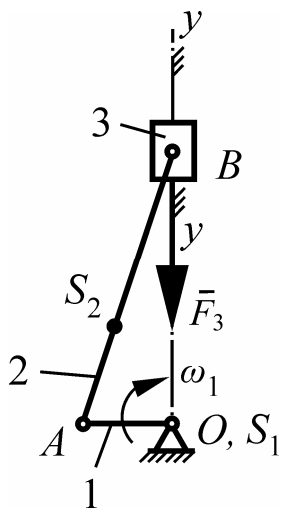


Рис. 5.32

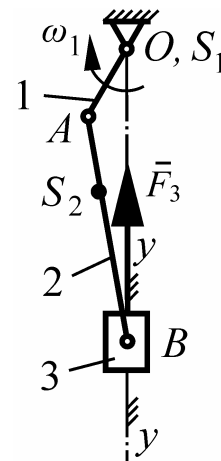


Рис. 5.33

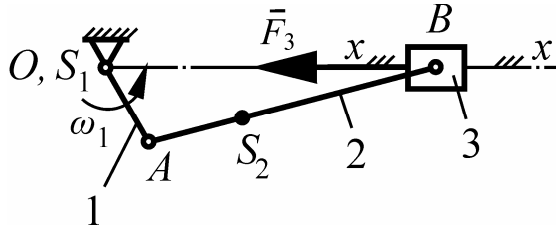


Рис. 5.34

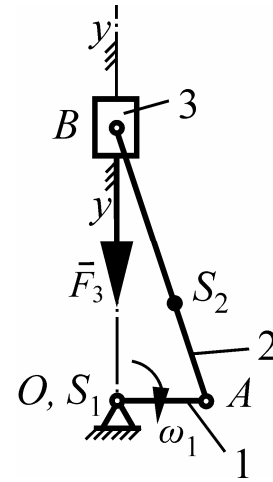


Рис. 5.35

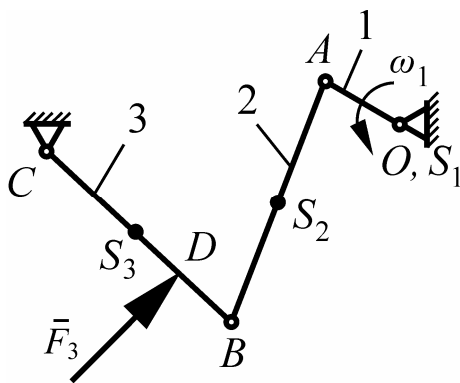


Рис. 5.36

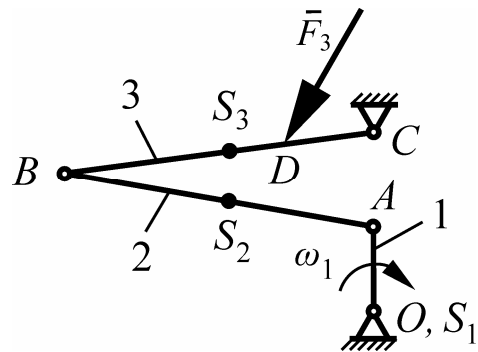


Рис. 5.37

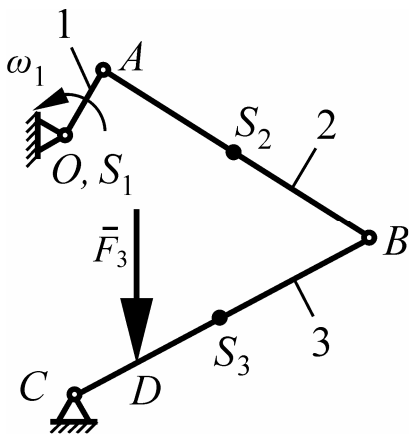


Рис. 5.38

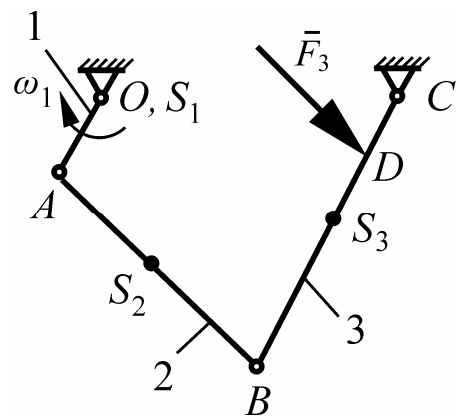


Рис. 5.39

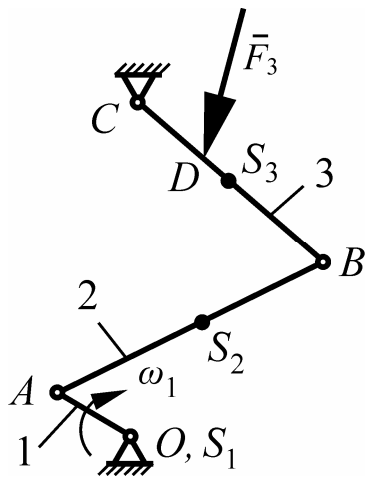


Рис. 5.40

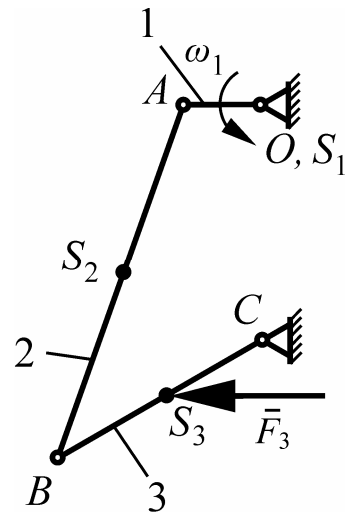


Рис. 5.41

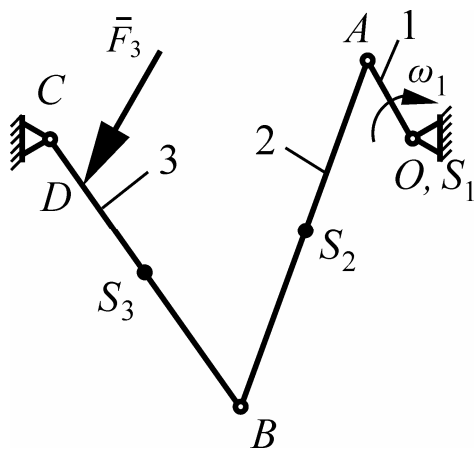


Рис. 5.42

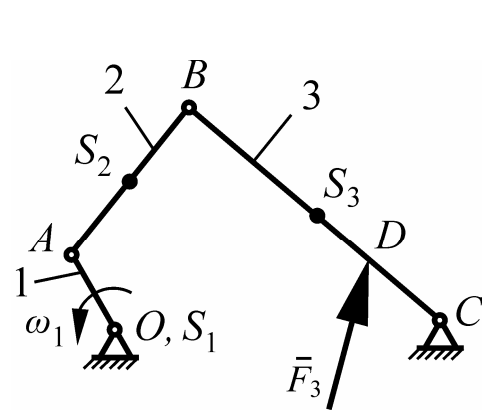


Рис. 5.43

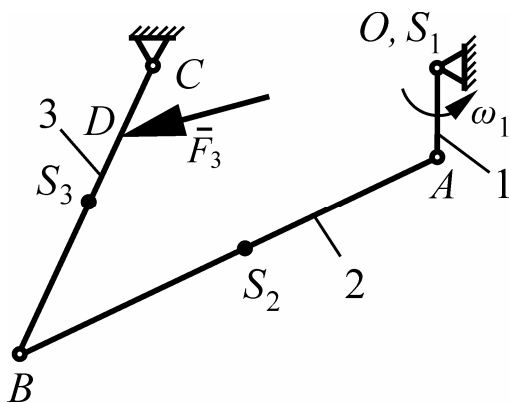


Рис. 5.44

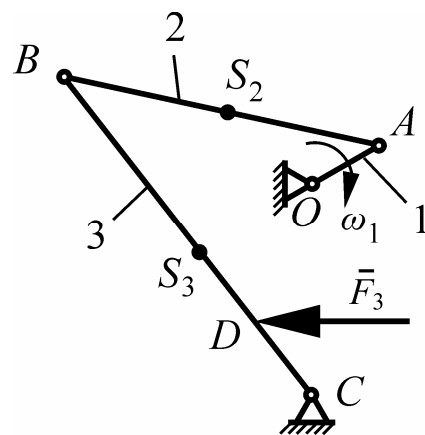


Рис. 5.45

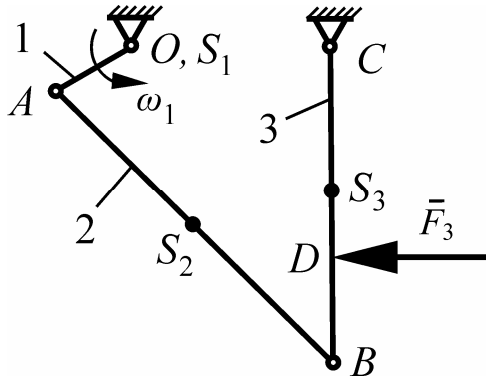


Рис. 5.46

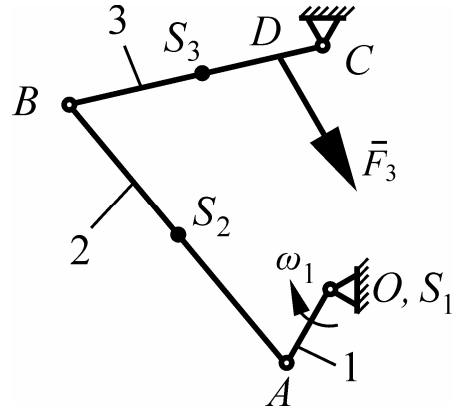


Рис. 5.47

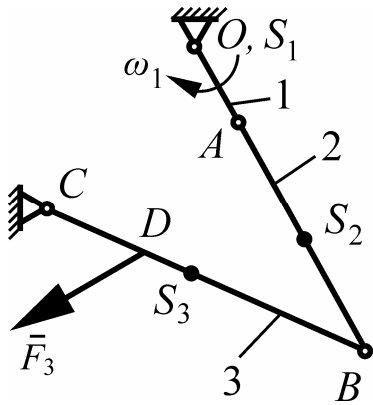


Рис. 5.48

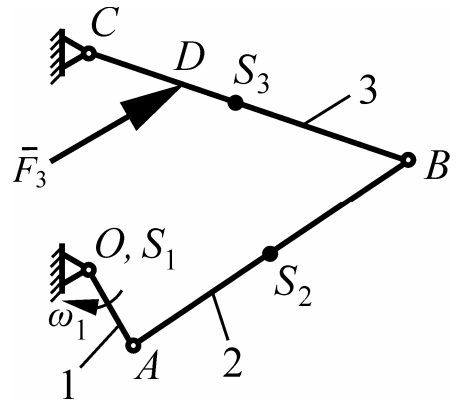


Рис. 5.49

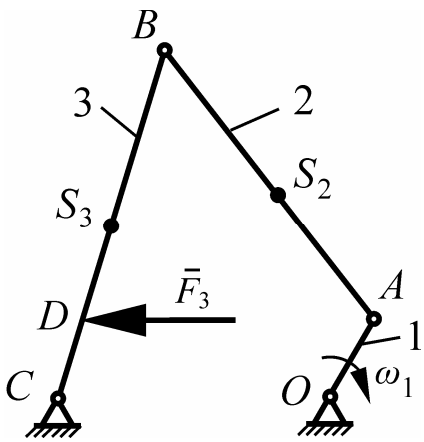


Рис. 5.50

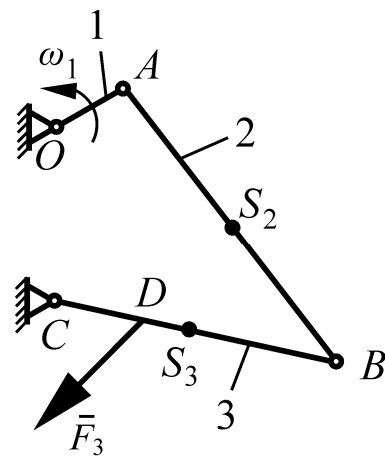


Рис. 5.51

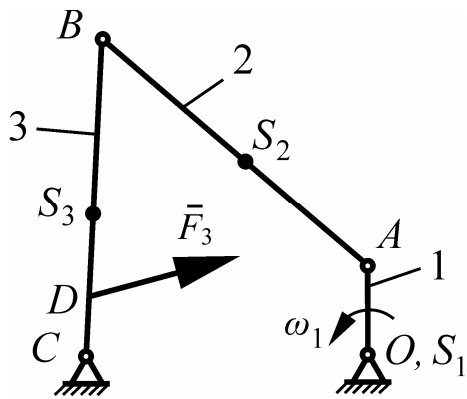


Рис. 5.52

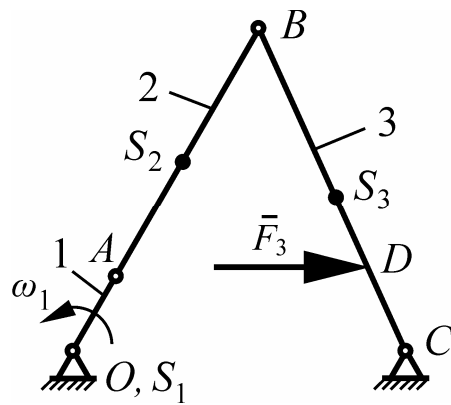


Рис. 5.53

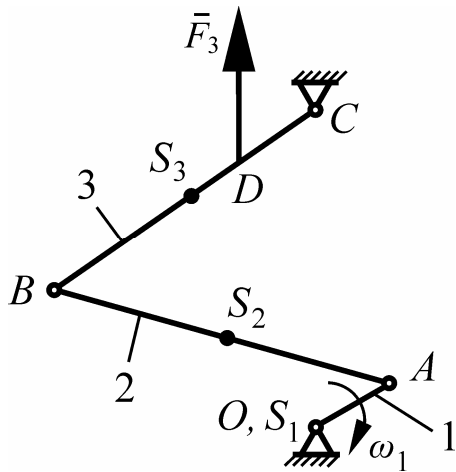


Рис. 5.54

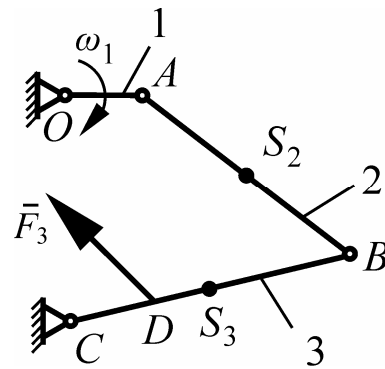


Рис. 5.55

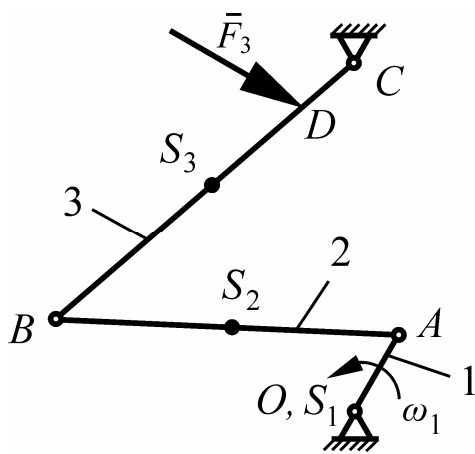


Рис. 5.56

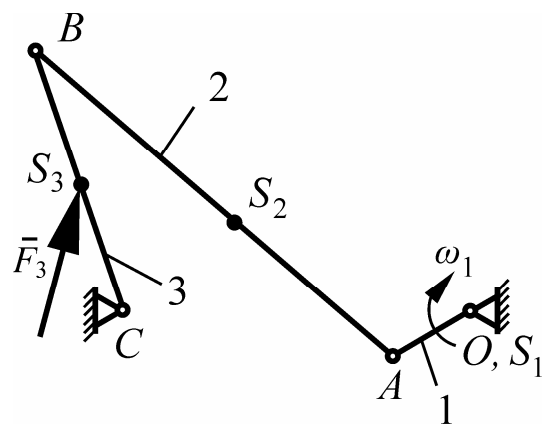


Рис. 5.57

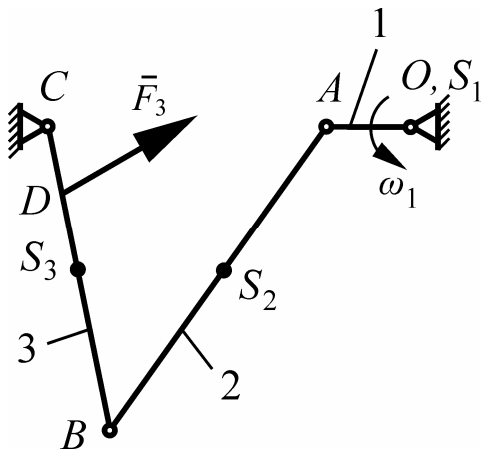


Рис. 5.58

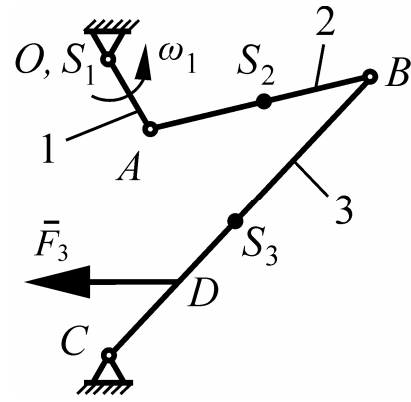


Рис. 5.59

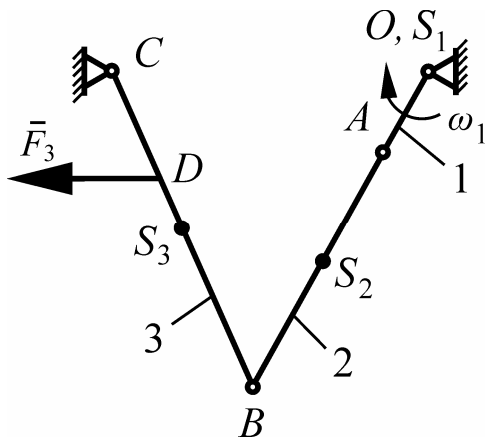


Рис. 5.60

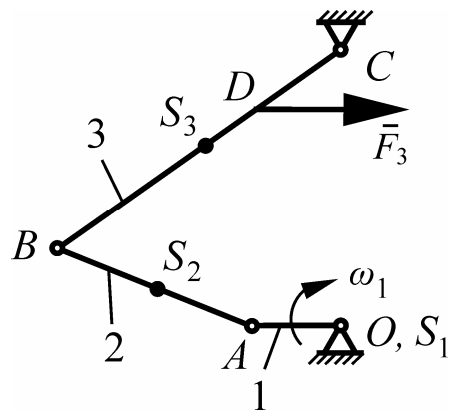


Рис. 5.61

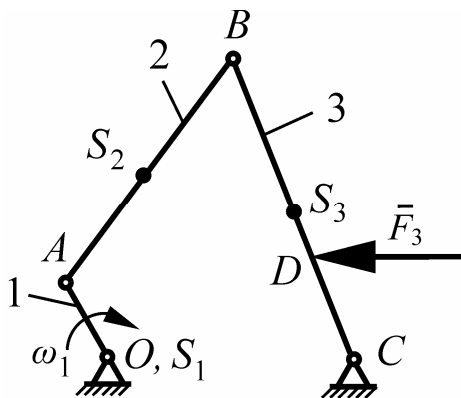


Рис. 5.62

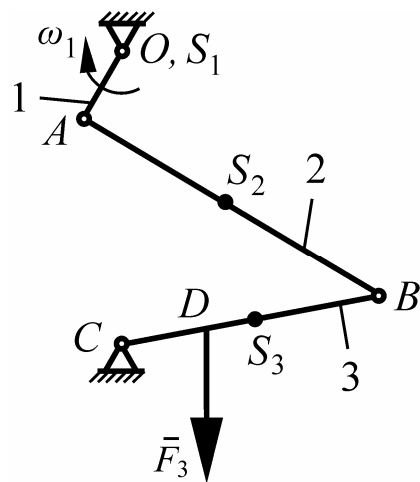


Рис. 5.63

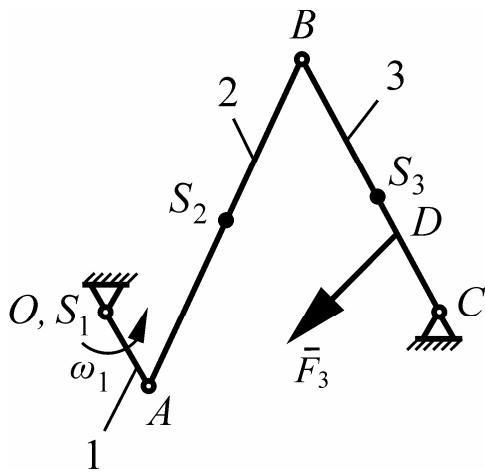


Рис. 5.64

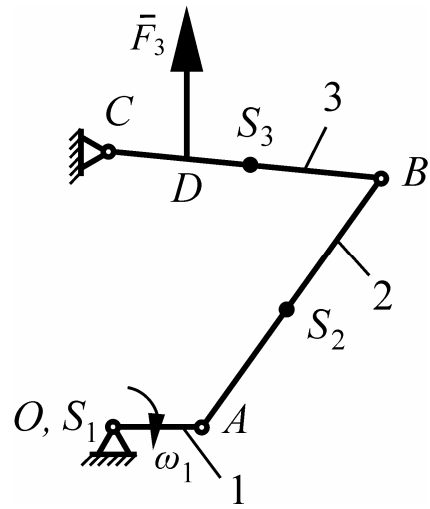


Рис. 5.65

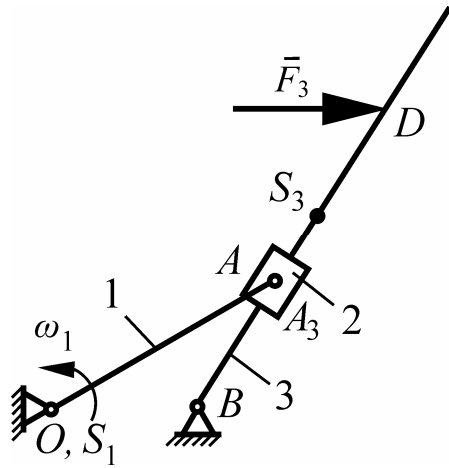


Рис. 5.66

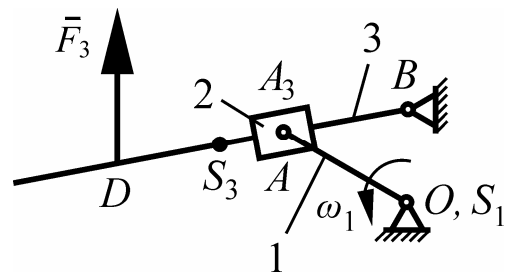


Рис. 5.67

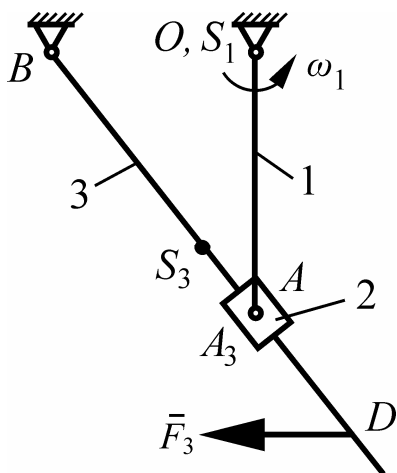


Рис. 5.68

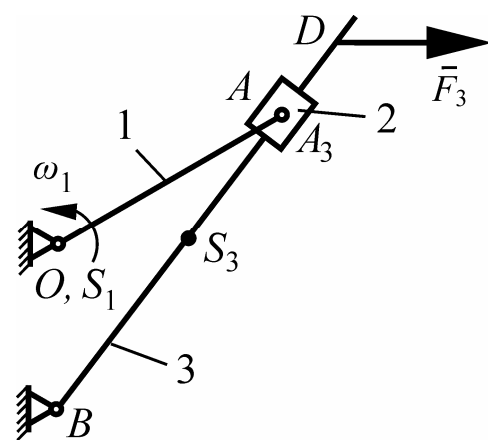


Рис. 5.69

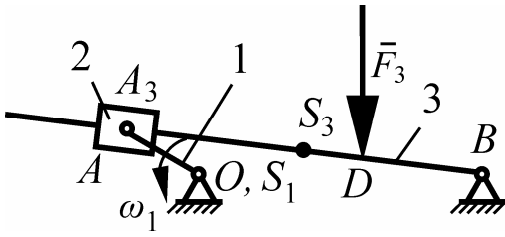


Рис. 5.70

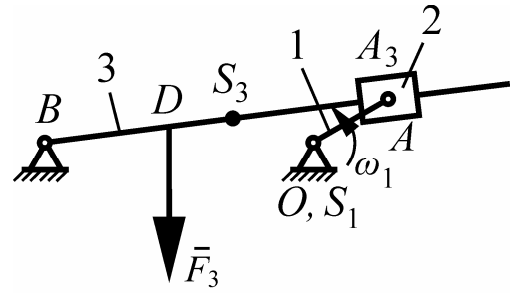


Рис. 5.71

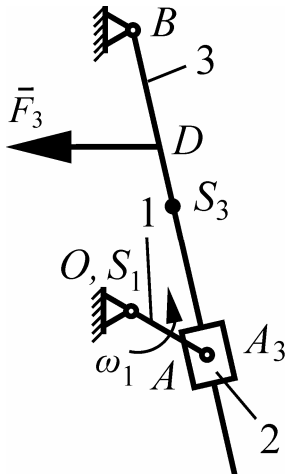


Рис. 5.72

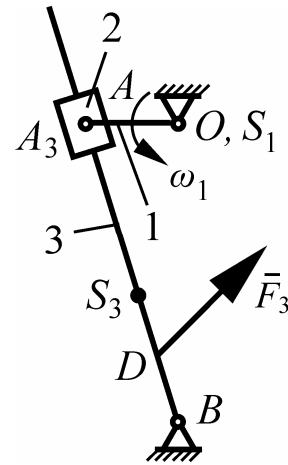


Рис. 5.73

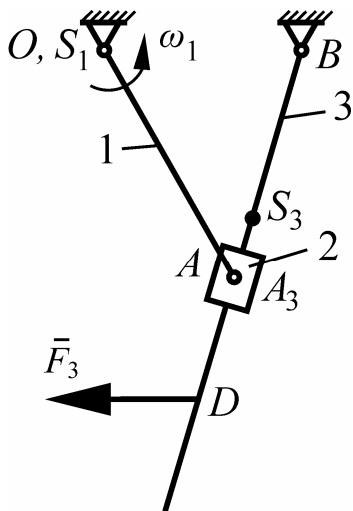


Рис. 5.74

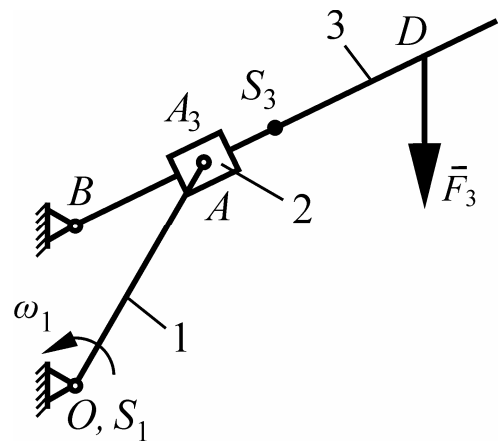


Рис. 5.75

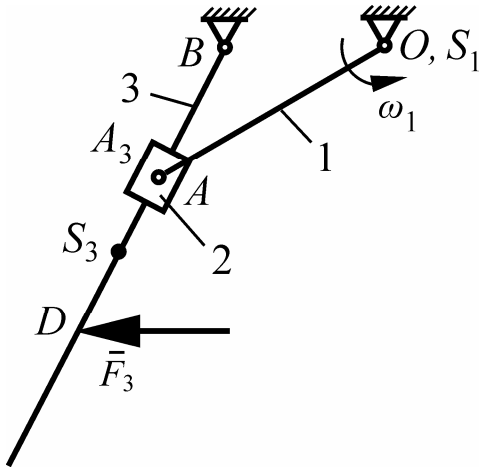


Рис. 5.76

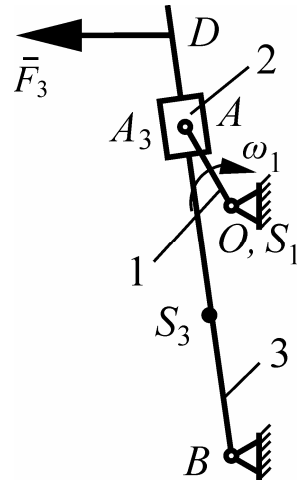


Рис. 5.77

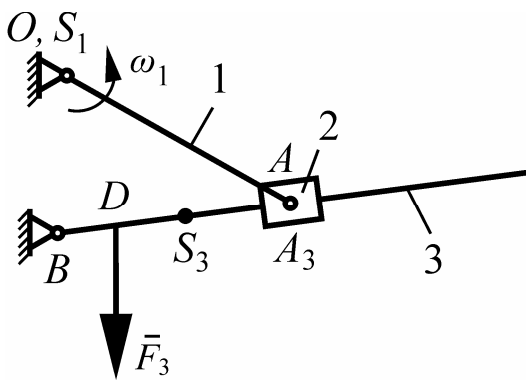


Рис. 5.78

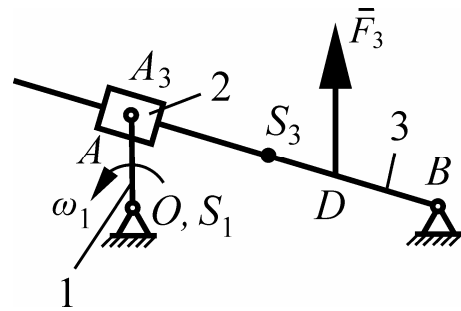


Рис. 5.79

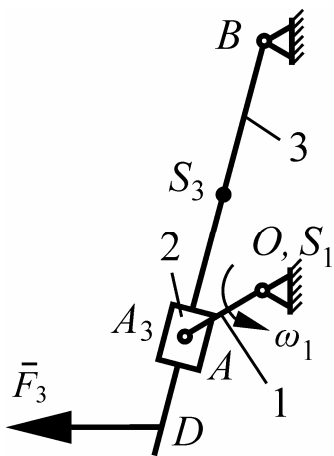


Рис. 5.80

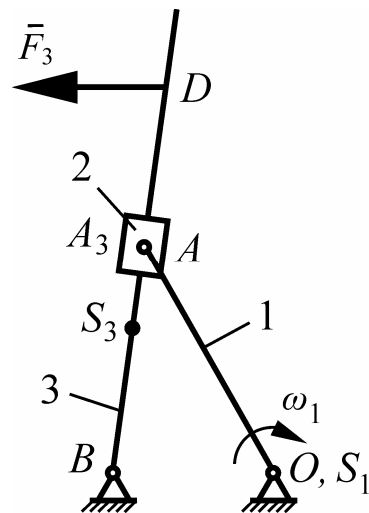


Рис. 5.81

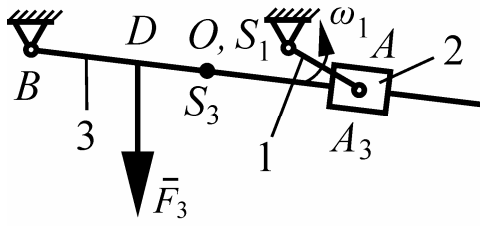


Рис. 5.82

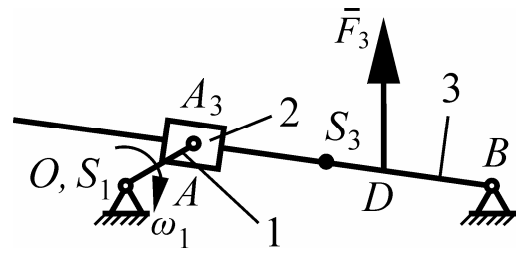


Рис. 5.83

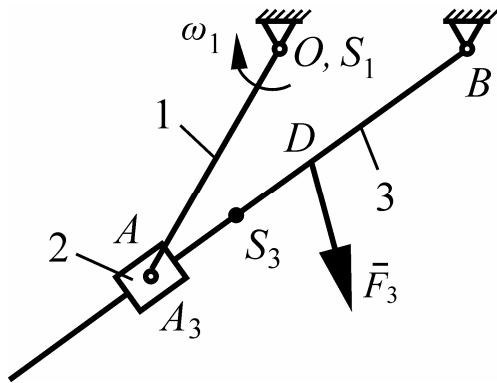


Рис. 5.84

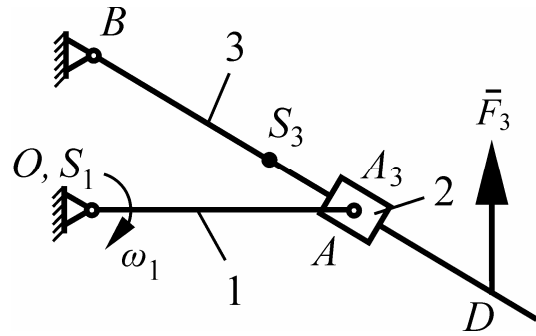


Рис. 5.85

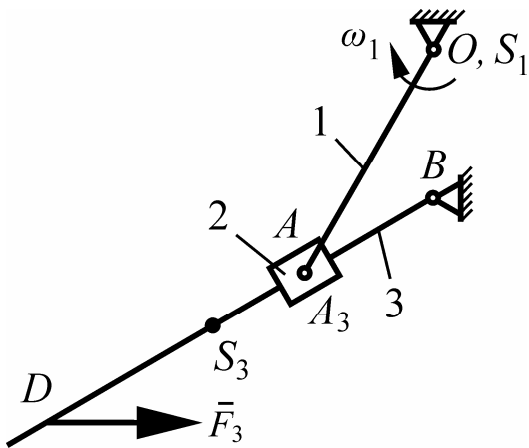


Рис. 5.86

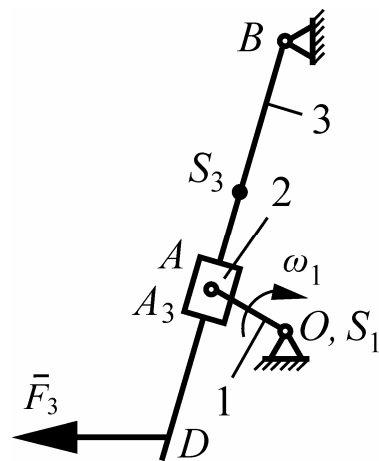


Рис. 5.87

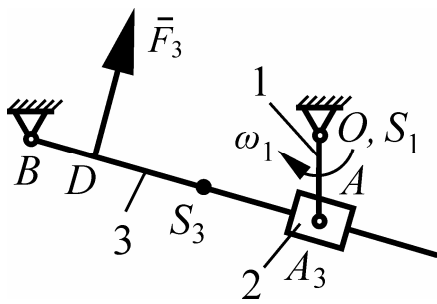


Рис. 5.88

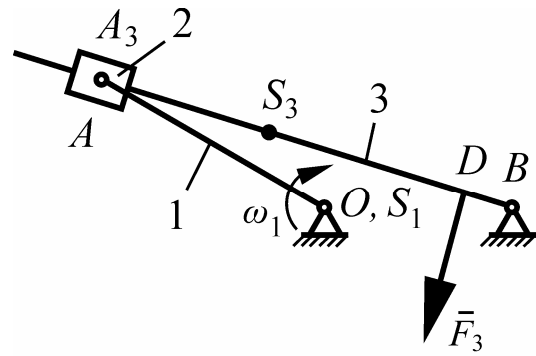


Рис. 5.89

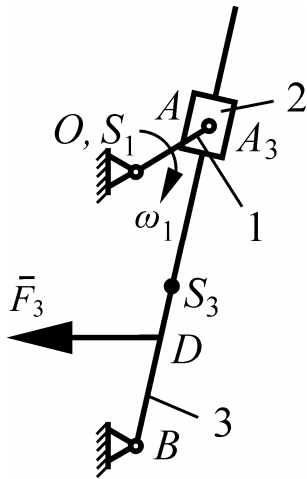


Рис. 5.90

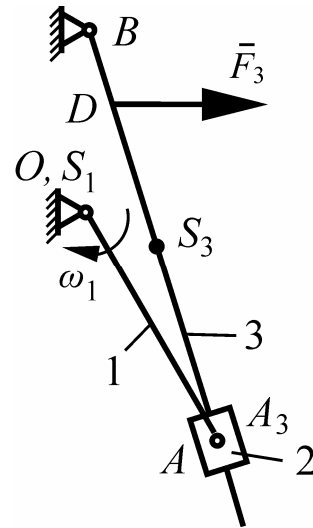


Рис. 5.91

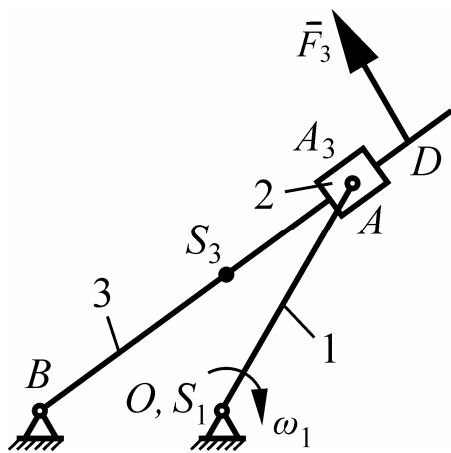


Рис. 5.92

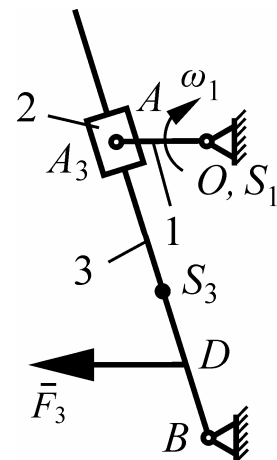


Рис. 5.93

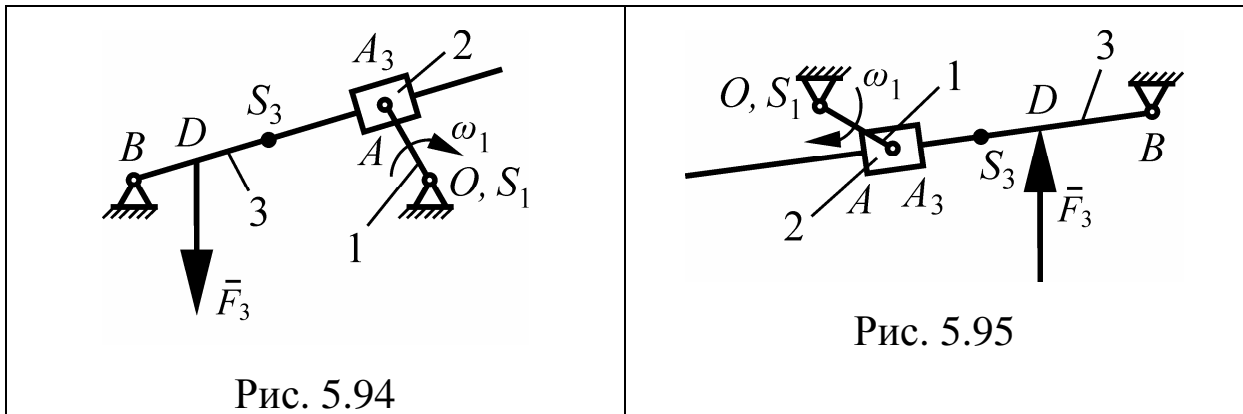


Рис. 5.94

Рис. 5.95

Розділ 6. Модуль 5. СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ

6.1. Синтез планетарних механізмів

Широке застосування знайшли планетарні передачі середньої та великої потужності, виконані по схемах на рис. 6.1, а, б при високому к.к.д. (0,96...0,98). У однорядному механізмі (рис. 6.1, а) передаточне відношення u_{1H} приймає значення 3...8, а в дворядному (рис. 6.1, б) – до 15.

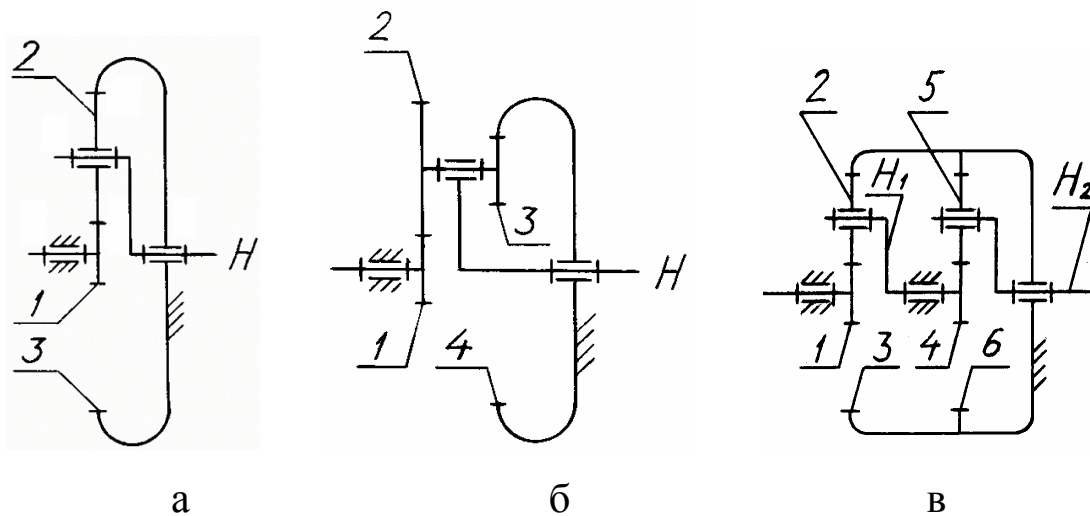


Рис. 6.1

Для забезпечення великих передаточних відношень використовуються послідовні з'єднання найпростіших планетарних механізмів, як, наприклад, у схемі на рис. 6.1, в.

Розглянемо **методику підбору чисел зубів** для трьох наведених схем силових планетарних механізмів. Вважаємо, що колеса нульові з коефіцієнтом висоти головки зуба $h_a^* = 1,0$.

Приймаємо, що дійсне передаточне відношення u_{1H} відхиляється від заданого u_{1H3} з відносною похибкою [15]

$$\xi = \left| 1 - u_{1H} / u_{1H3} \right| \leq 1...4 \%. \quad (6.1)$$

Число зубів i – того колеса позначимо через z_i , $i = 1, 2, \dots$

Розглянемо **однорядну передачу** (рис. 6.1, а). Її дійсне передаточне відношення

$$u_{1H} = 1 + z_3 / z_1. \quad (6.2)$$

Передача повинна задовольняти умовам співвісності

$$z_1 + 2z_2 = z_3. \quad (6.3)$$

сусідства

$$(z_1 + z_2) \sin(\pi / k) > z_2 + 2, \quad (6.4)$$

складання

$$z_1 + z_3 = kC, \quad (6.5)$$

відсутності подрізання та заклинювання зубів

$$z_1 \geq 17, z_2 \geq 20, z_3 \geq 85. \quad (6.6)$$

Тут C – довільне ціле число; k – кількість сателітів. У машинобудуванні найчастіше приймають $k = 3 \dots 6$.

Для спрощення підбору використовуємо таблиці 6.1 ... 6.4 [12]. У них наведені значення передаточного відношення u_{1H} для кількості сателітів відповідно $k = 6, 5, 4, 3$, чисел зубів z_3 і суми $s = z_1 + z_3$, при яких умови (6.3) ... (6.6) виконуються.

Розглянемо передачу, складену з двох однорядних планетарних механізмів (рис. 6.1, в).

У багатоступінчастих планетарних передачах розбиття передаточного відношення по ступенях проводять виходячи з ряду умов: мінімальних габаритів, технологічності конструкції, мінімального кутового зазору вихідного вала [18].

Таблиця 6.1

| $k = 6$ | | | | | |
|---------|-----------|------|------|------|------|
| z_3 | z_1+z_3 | | | | |
| | 120 | 126 | 132 | 138 | 144 |
| 85 | 3.43 | 3.07 | – | – | – |
| 86 | 3.53 | 3.15 | 2.87 | – | – |
| 87 | 3.64 | 3.23 | 2.93 | – | – |
| 88 | – | 3.32 | 3 | – | – |
| 89 | – | 3.41 | 3.07 | 2.82 | – |
| 90 | – | 3.5 | 3.14 | 2.88 | – |
| 91 | – | 3.6 | 3.22 | 2.94 | – |
| 92 | – | 3.71 | 3.3 | 3 | 2.77 |
| 93 | – | – | 3.38 | 3.07 | 2.82 |
| 94 | – | – | 3.47 | 3.14 | 2.88 |
| 95 | – | – | 3.57 | 3.21 | 2.94 |
| 96 | – | – | 3.67 | 3.29 | 3 |
| 97 | – | – | – | 3.37 | 3.06 |
| 98 | – | – | – | 3.45 | 3.13 |
| 99 | – | – | – | 3.54 | 3.2 |
| 100 | – | – | – | 3.63 | 3.27 |
| 101 | – | – | – | 3.73 | 3.35 |
| 102 | – | – | – | – | 3.43 |
| 103 | – | – | – | – | 3.51 |
| 104 | – | – | – | – | 3.6 |
| 105 | – | – | – | – | 3.69 |

Таблиця 6.2

| $k = 5$ | | | | | | | | |
|-----------|-------|----------|-----------|-------|----------|-----------|-------|----------|
| z_1+z_3 | z_3 | u_{1H} | z_1+z_3 | z_3 | u_{1H} | z_1+z_3 | z_3 | u_{1H} |
| 110 | 85 | 4.4 | 130 | 96 | 3.82 | 140 | 103 | 3.78 |
| 120 | 88 | 3.75 | | 97 | 3.94 | | 104 | 3.89 |
| | 89 | 3.87 | | 98 | 4.06 | | 105 | 4 |
| | 90 | 4 | | 99 | 4.19 | | 106 | 4.12 |
| | 91 | 4.14 | | 100 | 4.33 | | 107 | 4.24 |
| | 92 | 4.29 | | 101 | 4.48 | | 108 | 4.38 |
| | 93 | 4.44 | | – | – | | 109 | 4.52 |

Таблиця 6.3

| $k = 4$ | | | | | | |
|---------|-----------|------|------|------|------|------|
| z_3 | z_1+z_3 | | | | | |
| | 104 | 108 | 112 | 116 | 120 | 124 |
| 85 | 5.47 | 4.7 | – | – | – | – |
| 86 | 5.78 | 4.91 | – | – | – | – |
| 87 | – | 5.14 | – | – | – | – |
| 88 | – | 5.4 | 4.67 | – | – | – |
| 89 | – | 5.68 | 4.87 | – | – | – |
| 90 | – | 6 | 5.09 | – | – | – |
| 91 | – | – | 5.33 | 4.64 | – | – |
| 92 | – | – | 5.6 | 4.83 | – | – |
| 93 | – | – | 5.89 | 5.04 | – | – |
| 94 | – | – | – | 5.27 | 4.62 | – |
| 95 | – | – | – | 5.52 | 4.8 | – |
| 96 | – | – | – | 5.8 | 5 | – |
| 97 | – | – | – | 6.11 | 5.22 | 4.59 |
| 98 | – | – | – | – | 5.45 | 4.77 |
| 99 | – | – | – | – | 5.71 | 4.96 |
| 100 | – | – | – | – | 6 | 5.17 |
| 101 | – | – | – | – | – | 5.39 |
| 102 | – | – | – | – | – | 5.64 |
| 103 | – | – | – | – | – | 5.9 |

Таблиця 6.4

| $k = 3$ | | | | | | | | |
|-----------|-------|----------|-----------|-------|----------|-----------|-------|----------|
| z_1+z_3 | z_3 | u_{1H} | z_1+z_3 | z_3 | u_{1H} | z_1+z_3 | z_3 | u_{1H} |
| 108 | 91 | 6.35 | 132 | 111 | 6.29 | 144 | 122 | 6.55 |
| 114 | 96 | 6.33 | | 112 | 6.6 | | 123 | 6.86 |
| | 97 | 6.71 | | 113 | 6.95 | | 124 | 7.2 |
| 120 | 101 | 6.32 | | 114 | 7.33 | | 125 | 7.58 |
| | 102 | 6.67 | | 115 | 7.76 | | 126 | 8 |
| | 103 | 7.06 | | 116 | 6.27 | | 127 | 8.47 |
| 126 | 106 | 6.3 | 138 | 117 | 6.57 | | | |
| | 107 | 6.63 | | 118 | 6.9 | | | |
| | 108 | 7 | | 119 | 7.26 | | | |
| | 109 | 7.41 | | 120 | 7.67 | | | |
| | – | – | | 121 | 8.12 | | | |

Щоб одержати мінімальні габарити та зменшити частоту обертання сателітів першого (швидкісного) ступеня, його передаточне відношення призначають по можливості більшим.

По технологічним міркуванням рекомендується проектувати багатоступінчасті передачі з можливо більшим числом ступенів, які мають колеса з однаковими модулем та однаковими числами зубів. Умова рівномірності зачеплень різних ступенів досягається при цьому зміною ширини коліс.

Для зменшення кутового зазору веденого вала (можливий кут повороту його при нерухомому ведучому валі за рахунок вибірки зазорів у зачепленні) призначають на швидкісному ступені можливо більше передаточне відношення.

Тут будемо виходити з технологічних міркувань, приймаючи однорядні механізми однаковими по модулю та числам зубів.

Для **дворядної передачі з одним зовнішнім зачепленням** (рис. 6.1, б) передаточне відношення

$$u_{1H} = 1 + z_2 z_4 / (z_1 z_3). \quad (6.7)$$

Вона повинна задовольняти умовам співвідності

$$z_1 + z_2 = z_4 - z_3, \quad (6.8)$$

сусідства

$$\begin{aligned} (z_1 + z_2) \sin(\pi/k) &> z_2 + 2, \\ (z_4 - z_3) \sin(\pi/k) &> z_3 + 2, \end{aligned} \quad (6.9)$$

складання

$$z_2 z_4 + z_1 z_3 = kCl, \quad (6.10)$$

відсутності підрізання та заклинювання зубів

$$z_1 \geq 17, z_2 \geq 17, z_3 \geq 20, z_4 \geq 85. \quad (6.11)$$

де C – довільне ціле число; k – кількість сателітів; l – загальний спільний дільник чисел зубів сателітів z_2 і z_3 [10, 11].

Радіальний габарит передачі при сталому модулі пропорціональний сумі $G = z_1 + 2z_2 + 2z_3$.

У таблиці 6.5 [12] наведені зростаючі значення передаточних відношень u_{1H} , в залежності від чисел зубів і сателітів при невеликих значеннях суми G . У ній числа зубів центральних коліс z_1 і z_4 прийняті кратними числу сателітів k , що спрощує збирання механізму [8].

Наводимо приклади табличного вибору чисел зубів планетарних механізмів.

1. ОДНОРЯДНА ПЕРЕДАЧА (рис. 6.1, а). Тут і далі перевірочні розрахунки виконуються в середовищі Mathcad. (Розрахунки можуть проводитись також вручну).

Вводимо в програму розрахунків значення заданого передаточного відношення u_{1H3} . По табл. 6.1...6.4 шукаємо значення передаточного відношення u_{1H} близьке до заданого u_{1H3} так, щоб кількість сателітів k була по можливості найбільшою, а число зубів z_3 – найменшим [8]. Вводимо табличні значення k , z_3 та суми $s = z_1 + z_3$. Визначаємо число зубів

$$z_1 = s - z_3.$$

З умови співвісності (6.3) знаходимо кількість зубів

$$z_2 = (z_3 - z_1) / 2.$$

Таблиця 6.5

| k | z_1 | z_2 | z_3 | z_4 | u_{1H} | G |
|-----|-------|-------|-------|-------|----------|-----|
| 6 | 42 | 28 | 20 | 90 | 4 | 100 |
| | 42 | 31 | 23 | 96 | 4.08 | 106 |
| | 42 | 32 | 22 | 96 | 4.32 | 108 |
| | 42 | 33 | 21 | 96 | 4.59 | 110 |
| | 42 | 34 | 20 | 96 | 4.89 | 112 |
| 5 | 30 | 32 | 23 | 85 | 4.94 | 96 |
| | 30 | 33 | 22 | 85 | 5.25 | 98 |
| | 30 | 34 | 21 | 85 | 5.59 | 100 |
| | 30 | 35 | 20 | 85 | 5.96 | 102 |
| 4 | 24 | 38 | 26 | 88 | 6.36 | 102 |
| | 24 | 39 | 25 | 88 | 6.72 | 104 |
| | 24 | 40 | 24 | 88 | 7.11 | 106 |
| | 24 | 41 | 23 | 88 | 7.54 | 108 |
| | 24 | 42 | 22 | 88 | 8 | 110 |
| | 24 | 43 | 21 | 88 | 8.51 | 112 |
| | 24 | 44 | 20 | 88 | 9.07 | 114 |
| | 24 | 47 | 21 | 92 | 9.58 | 120 |
| | 24 | 48 | 20 | 92 | 10.2 | 122 |
| 3 | 18 | 46 | 23 | 87 | 10.67 | 112 |
| | 18 | 47 | 22 | 87 | 11.33 | 114 |
| | 18 | 48 | 21 | 87 | 12.05 | 116 |
| | 18 | 49 | 20 | 87 | 12.84 | 118 |
| | 18 | 51 | 21 | 90 | 13.14 | 122 |
| | 18 | 52 | 20 | 90 | 14 | 124 |
| | 18 | 54 | 21 | 93 | 14.29 | 128 |
| | 18 | 55 | 20 | 93 | 15.21 | 130 |

За формулою (6.2) визначаємо уточнене значення дійсного передаточного відношення, а за формулою (6.1) – його відносну похибку, яку порівнюємо з припустимою.

Перевіряємо умови сусідства (6.4), складання (6.5), відсутності підрізання та заклинювання зубів (6.6). Програма розрахунків у середовищі Mathcad:

$$\begin{aligned}
 u_{1H_3} &:= 3.5 & k &:= 6 & z_3 &:= 86 & s &:= 120 \\
 z_1 &:= s - z_3 & z_1 &= 34 & z_2 &:= \frac{z_3 - z_1}{2} & z_2 &= 26 \\
 u_{1H} &:= 1 + \frac{z_3}{z_1} & u_{1H} &= 3.5294 \\
 y &:= 1 - \frac{u_{1H}}{u_{1H_3}} & \xi &:= \text{sign}(y) \cdot y & \xi &= 8.40336 \times 10^{-3} \\
 (z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) &= 30 & z_2 + 2 &= 28 & \frac{z_1 + z_3}{k} &= 20
 \end{aligned}$$

2. ПЕРЕДАЧА, СКЛАДЕНА З ДВОХ ОДНОРЯДНИХ МЕХАНІЗМІВ

(рис. 6.1, в).

Вводимо в програму значення заданого передаточного відношення $u_{1H_2^3}$. Знаходимо необхідне передаточне відношення одного ступеня механізму

$$u_{1H_1^3} = u_{4H_2^3} = u_{1H_2^3}^{1/2}.$$

По табл. 6.1...6.4 шукаємо значення передаточного відношення u_{1H_1} близьке до заданого $u_{1H_1^3}$ так, щоб кількість сателітів k була по можливості найбільшою, а число зубів z_3 – найменшим. Вводимо табличні значення k , z_3 та суми $s = z_1 + z_3$.

Знаходимо числа зубів

$$z_1 = s - z_3; \quad z_2 = (z_3 - z_1) / 2.$$

Визначаємо уточнені значення дійсних передаточних відношень

$$u_{1H_1} = 1 + z_3 / z_1; \quad u_{1H_2} = u_{1H_1}^2.$$

За формулою (6.1) знаходимо відносну похибку дійсного передаточного відношення u_{1H_2} та порівнюємо її з припустимою.

Перевіряємо умови сусідства (6.4), складання (6.5), відсутності підрізання та заклинювання зубів (6.6).

Знаходимо числа зубів: $z_4 = z_1$, $z_5 = z_2$, $z_6 = z_3$. Програма розрахунків:

$$\begin{aligned}
 u_{1H23} &:= 19 & u_{1H13} &:= \sqrt{u_{1H23}} & u_{1H13} &= 4.3589 \\
 k &:= 5 & z_3 &:= 92 & s &:= 120 \\
 z_1 &:= s - z_3 & z_1 &= 28 & z_2 &:= \frac{z_3 - z_1}{2} & z_2 &= 32 \\
 u_{1H1} &:= 1 + \frac{z_3}{z_1} & u_{1H1} &= 4.2857 \\
 u_{1H2} &:= u_{1H1}^2 & u_{1H2} &= 18.3673 \\
 y &:= 1 - \frac{u_{1H2}}{u_{1H23}} & \xi &:= \text{sign}(y) \cdot y & \xi &= 3.32975 \times 10^{-2} \\
 (z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) &= 35.27 & z_2 + 2 &= 34 & \frac{z_1 + z_3}{k} &= 24 \\
 z_4 &:= z_1 & z_5 &:= z_2 & z_6 &:= z_3 \\
 z_4 &= 28 & z_5 &= 32 & z_6 &= 92
 \end{aligned}$$

3. ДВОРЯДНА ПЕРЕДАЧА З ОДНИМ ЗОВНІШНІМ ЗАЧЕПЛЕННЯМ (рис. 6.1, б).

Вводимо в програму значення заданого передаточного відношення u_{1H3} . По таблиці 6.5 знаходимо значення передаточного відношення u_{1H} близьке до заданого. Вводимо в програму значення k, z_1, z_2, z_3, z_4 . За формулою (6.7) знаходимо уточнене значення дійсного передаточного відношення, а за формулою (6.1) – його відносну похибку, яку порівнюємо з припустимою.

Перевіряємо умови співвісності (6.8), сусідства (6.4) та (6.9), складання (6.10), відсутності підрізання та заклинювання зубів (6.11).

Програма розрахунків:

$$u_{1H3} := 12.3$$

$$k := 3 \quad z_1 := 18 \quad z_2 := 48 \quad z_3 := 21 \quad z_4 := 87$$

$$u_{1H} := 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} \quad u_{1H} = 12.0476$$

$$y := 1 - \frac{u_{1H}}{u_{1H3}} \quad \xi := \text{sign}(y) \cdot y \quad \xi = 2.05188 \times 10^{-2}$$

$$z_1 + z_2 = 66 \quad z_4 - z_3 = 66$$

$$(z_1 + z_2) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) = 57.16 \quad z_2 + 2 = 50$$

$$(z_4 - z_3) \cdot \sin\left(\frac{\pi}{k}\right) = 57.16 \quad z_3 + 2 = 23$$

$$l := \text{gcd}(z_2, z_3) \quad l = 3 \quad \frac{z_2 \cdot z_4 + z_1 \cdot z_3}{k \cdot l} = 506$$

6.2. Завдання з синтезу планетарних механізмів

Для кожного номеру завдання наведені три значення передаточних відношень u_{1H3} силових планетарних передач (табл. 6.6). Потрібно:

1. Вибрати схему передач.
2. Підібрати числа зубів коліс.
3. Знайти уточнене значення дійсного передаточного відношення та його відносну похибку.
4. Перевірити умови співвісності, сусідства, складання, відсутності підрізання та заклинювання зубів.

Таблиця 6.6

| | | | | | | | | | | |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| u_{1H3} | 3 | 3,2 | 3,4 | 3,6 | 3,8 | 4 | 4,2 | 4,4 | 4,6 | 4,8 |
| | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 6,5 |
| | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 |
| № | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| u_{1H3} | 5 | 5,2 | 5,4 | 5,6 | 5,8 | 6 | 3,1 | 3,3 | 3,5 | 3,7 |
| | 7,5 | 8,5 | 9,5 | 10,5 | 11,5 | 12,5 | 13,5 | 14,5 | 6,1 | 7,1 |
| | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 |
| № | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| u_{1H3} | 3,9 | 4,1 | 4,3 | 4,5 | 4,7 | 4,9 | 5,1 | 5,3 | 5,5 | 5,7 |
| | 8,1 | 9,1 | 10,1 | 11,1 | 12,1 | 13,1 | 14,1 | 6,2 | 7,2 | 8,2 |
| | 36 | 15,5 | 16,5 | 17,5 | 18,5 | 19,5 | 20,5 | 21,5 | 22,5 | 23,5 |
| № | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 |
| u_{1H3} | 5,9 | 3,05 | 3,25 | 3,45 | 3,65 | 3,85 | 4,05 | 4,25 | 4,45 | 4,65 |
| | 9,2 | 10,2 | 11,2 | 12,2 | 13,2 | 14,2 | 6,3 | 7,3 | 8,3 | 9,3 |
| | 24,5 | 25,5 | 26,5 | 27,5 | 28,5 | 29,5 | 30,5 | 31,5 | 32,5 | 33,5 |
| № | 41 | 42 | 43 | 44 | 45 | 46 | 47 | 48 | 49 | 50 |
| u_{1H3} | 4,85 | 5,05 | 5,25 | 5,45 | 5,65 | 5,85 | 3,15 | 3,35 | 3,55 | 3,75 |
| | 10,3 | 11,3 | 12,3 | 13,3 | 14,3 | 6,4 | 7,4 | 8,4 | 9,4 | 10,4 |
| | 34,5 | 35,5 | 15,2 | 16,2 | 17,2 | 18,2 | 19,2 | 20,2 | 21,2 | 22,2 |
| № | 51 | 52 | 53 | 54 | 55 | 56 | 57 | 58 | 59 | 60 |
| u_{1H3} | 3,95 | 4,15 | 4,35 | 4,55 | 4,75 | 4,95 | 5,15 | 5,35 | 5,55 | 5,75 |
| | 11,4 | 12,4 | 13,4 | 14,4 | 6,6 | 7,6 | 8,6 | 9,6 | 10,6 | 11,6 |
| | 23,2 | 24,2 | 25,2 | 26,2 | 27,2 | 28,2 | 29,2 | 30,2 | 31,2 | 32,2 |
| № | 61 | 62 | 63 | 64 | 65 | 66 | 67 | 68 | 69 | 70 |
| u_{1H3} | 5,95 | 3,02 | 3,17 | 3,23 | 3,38 | 3,42 | 3,57 | 3,63 | 3,78 | 3,82 |
| | 12,6 | 13,6 | 14,6 | 6,7 | 7,7 | 8,7 | 9,7 | 10,7 | 11,7 | 12,7 |
| | 33,2 | 34,2 | 35,2 | 15,7 | 16,7 | 17,7 | 18,7 | 19,7 | 20,7 | 21,7 |
| № | 71 | 72 | 73 | 74 | 75 | 76 | 77 | 78 | 79 | 80 |
| u_{1H3} | 3,97 | 4,03 | 4,18 | 4,22 | 4,37 | 4,43 | 4,58 | 4,62 | 4,77 | 4,83 |
| | 13,7 | 14,7 | 6,8 | 7,8 | 8,8 | 9,8 | 10,8 | 11,8 | 12,8 | 13,8 |
| | 22,7 | 23,7 | 24,7 | 25,7 | 26,7 | 27,7 | 28,7 | 29,7 | 30,7 | 31,7 |
| № | 81 | 82 | 83 | 84 | 85 | 86 | 87 | 88 | 89 | 90 |
| u_{1H3} | 4,98 | 5,02 | 5,17 | 5,23 | 5,38 | 5,42 | 5,57 | 5,63 | 5,78 | 5,82 |
| | 14,8 | 6,9 | 7,9 | 8,9 | 9,9 | 10,9 | 11,9 | 12,9 | 13,9 | 14,9 |
| | 32,7 | 33,7 | 34,7 | 35,7 | 15,8 | 20,8 | 25,8 | 30,3 | 35,3 | 23,3 |

Розділ 7. Модуль 5. ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ НЕРІВНОЗМІЩЕНОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

7.1. Геометричний синтез зовнішнього прямозубого нерівнозміщеного евольвентного зачеплення

Існуючі методики визначення параметрів нерівнозміщених евольвентних зачеплень розроблені для ручних розрахунків, які проводяться за допомогою таблиць інволют або номограм з використанням коефіцієнтів сприймального u та вирівнювального Δu зміщень [2, 9, 18]. Ці методики мають у ряді випадків недостатню точність результатів та вимагають значних витрат часу особливо при пошуку області раціональних параметрів передач, що є неприйнятним при сучасних засобах обчислень.

Значення міжосьових відстаней a_w редукторів повинні належати ряду по ГОСТ 2185–66. Ця умова як правило ставиться при проектуванні редукторів, призначених для серійного випуску. Для нестандартних редукторів ці значення слід округляти лише до цілого числа міліметрів [18].

При розрахунках нерівнозміщених передач задають модуль m та числа зубів коліс. По рекомендованим значенням коефіцієнтів зміщення визначають параметри зачеплення. При цьому одержують дробне значення міжосьової відстані [2, 9, 18]. При "вписуванні" передач u задану міжосьову відстань одержують коефіцієнти зміщення, які можуть виявитись далекими від рекомендованих при не кращому виборі її цілого значення.

При виборі коефіцієнтів зміщення для нерівнозміщеного зачеплення будемо спиратись на таблиці проф. Кудрявцева В.М., які дають хороші результати для закритих передач [7, 9] та є повними на відміну від таблиць [18], складених для деяких сполучень чисел зубів з умов найбільшого підвищення контактної, згинальної міцності чи зношування.

Пропонована методика призначена для комп'ютерних розрахунків та не має вказаних недоліків. У ній міжосьова відстань приймається рівній цілому числу міліметрів, так щоб коефіцієнти зміщення завжди знаходились всередині блокуючого контуру та були найближчі до рекомендованих.

Розглянемо формули, необхідні при виборі цілих значень міжосьової відстані нерівнозміщеного зачеплення. Міжосьова відстань для нульової передачі з тим же модулем m та числами зубів

$$a = m z_{\Sigma} / 2, \quad (7.1)$$

де сума чисел зубів $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$. Індокси 1 чи 2 показують номер колеса.

Міжосьова відстань

$$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}, \quad (7.2)$$

де $\alpha = 20^\circ = \pi / 9$ рад – кут профілю вихідного контуру інструментальної рейки; α_w – кут зачеплення. З останньої формули

$$\alpha_w = \arccos \left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha \right). \quad (7.3)$$

Сума коефіцієнтів зміщення коліс

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2. \quad (7.4)$$

Кут зачеплення α_w входить у рівняння

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2 \frac{x_{\Sigma}}{z_{\Sigma}} \operatorname{tg} \alpha, \quad (7.5)$$

звідки сума

$$x_{\Sigma} = \xi (\operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha), \quad (7.6)$$

де $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = \operatorname{tg}(\pi/9) - \pi/9 = 0,014904$.

$$\xi = \frac{z_{\Sigma}}{2 \operatorname{tg} \alpha}. \quad (7.7)$$

Максимальні значення коефіцієнтів зміщення x_{K1} , x_{K2} приймаємо рівними рекомендованим у таблицях проф. Кудрявцева [9]. Для інтервалу передаточних відношень $1 \leq u_{12} \leq 2$ вони наведені в табл. 7.1, а для інтервалу $2 < u_{12} \leq 5$ – у табл. 7.2 і 7.3.

Таблиця 7.1. Значення коефіцієнтів x_{K1} , x_{K2} для нерівнозміщеного зачеплення при $1 \leq u_{12} \leq 2$

| z_2 | z_1 | | | | | | | |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 11 | | 12 | | 13 | | 14 | |
| | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} |
| 11 | 0,395 | 0,395 | – | – | – | – | – | – |
| 12 | 0,432 | 0,372 | 0,444 | 0,444 | – | – | – | – |
| 13 | 0,464 | 0,354 | 0,479 | 0,423 | 0,486 | 0,486 | – | – |
| 14 | 0,490 | 0,341 | 0,515 | 0,400 | 0,524 | 0,462 | 0,525 | 0,525 |
| 15 | 0,513 | 0,330 | 0,543 | 0,386 | 0,557 | 0,443 | 0,565 | 0,506 |
| 16 | 0,534 | 0,322 | 0,566 | 0,376 | 0,588 | 0,426 | 0,600 | 0,485 |
| 17 | 0,551 | 0,317 | 0,589 | 0,365 | 0,614 | 0,414 | 0,631 | 0,468 |
| 18 | 0,568 | 0,312 | 0,609 | 0,358 | 0,636 | 0,405 | 0,661 | 0,452 |
| 19 | 0,584 | 0,308 | 0,626 | 0,353 | 0,659 | 0,394 | 0,686 | 0,441 |
| 20 | 0,601 | 0,303 | 0,646 | 0,345 | 0,676 | 0,389 | 0,706 | 0,433 |
| 21 | 0,617 | 0,299 | 0,663 | 0,341 | 0,694 | 0,384 | 0,726 | 0,426 |
| 22 | 0,630 | 0,297 | 0,679 | 0,337 | 0,714 | 0,376 | 0,745 | 0,419 |
| 23 | – | – | 0,693 | 0,334 | 0,730 | 0,372 | 0,763 | 0,414 |
| 24 | – | – | 0,706 | 0,333 | 0,745 | 0,369 | 0,780 | 0,409 |
| 25 | – | – | – | – | 0,758 | 0,368 | 0,796 | 0,405 |
| 26 | – | – | – | – | 0,773 | 0,365 | 0,813 | 0,400 |
| 27 | – | – | – | – | – | – | 0,826 | 0,399 |
| 28 | – | – | – | – | – | – | 0,840 | 0,397 |

Продовження таблиці 7.1

| z_2 | z_1 | | | | | | | |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 15 | | 16 | | 17 | | 18 | |
| | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} |
| 15 | 0,571 | 0,571 | – | – | – | – | – | – |
| 16 | 0,609 | 0,547 | 0,608 | 0,608 | – | – | – | – |
| 17 | 0,644 | 0,526 | 0,644 | 0,586 | 0,646 | 0,646 | – | – |
| 18 | 0,667 | 0,508 | 0,678 | 0,566 | 0,683 | 0,624 | 0,684 | 0,684 |
| 19 | 0,706 | 0,492 | 0,716 | 0,542 | 0,720 | 0,601 | 0,723 | 0,658 |
| 20 | 0,731 | 0,481 | 0,744 | 0,528 | 0,756 | 0,580 | 0,756 | 0,639 |
| 21 | 0,754 | 0,472 | 0,766 | 0,519 | 0,781 | 0,568 | 0,792 | 0,617 |
| 22 | 0,775 | 0,463 | 0,793 | 0,507 | 0,809 | 0,554 | 0,814 | 0,609 |
| 23 | 0,792 | 0,458 | 0,815 | 0,497 | 0,833 | 0,543 | 0,849 | 0,588 |
| 24 | 0,813 | 0,449 | 0,834 | 0,491 | 0,856 | 0,534 | 0,871 | 0,579 |
| 25 | 0,830 | 0,445 | 0,854 | 0,483 | 0,878 | 0,526 | 0,898 | 0,566 |
| 26 | 0,848 | 0,440 | 0,869 | 0,480 | 0,898 | 0,517 | 0,916 | 0,561 |
| 27 | 0,862 | 0,438 | 0,892 | 0,470 | 0,916 | 0,511 | 0,937 | 0,552 |
| 28 | 0,881 | 0,431 | 0,907 | 0,467 | 0,936 | 0,504 | 0,958 | 0,543 |
| 29 | 0,894 | 0,430 | 0,921 | 0,465 | 0,952 | 0,500 | 0,976 | 0,537 |
| 30 | 0,908 | 0,428 | 0,936 | 0,462 | 0,968 | 0,496 | 0,994 | 0,532 |
| 31 | – | – | 0,951 | 0,459 | 0,981 | 0,495 | 1,011 | 0,528 |
| 32 | – | – | 0,967 | 0,455 | 0,999 | 0,490 | 1,026 | 0,525 |
| 33 | – | – | – | – | 1,014 | 0,487 | 1,041 | 0,522 |
| 34 | – | – | – | – | 1,030 | 0,483 | 1,059 | 0,516 |
| 35 | – | – | – | – | – | – | 1,072 | 0,515 |
| 36 | – | – | – | – | – | – | 1,088 | 0,511 |

Мінімальні значення коефіцієнтів зміщення приймаємо по табл. 7.4. Для чисел зубів $z_i < 17, i = 1, 2$, вони розраховані виходячи з умови неперізання за формулою $x_{ni} = 1 - z_i/17$. Для $z \geq 17$ прийнято $x_{ni} = 0$.

Розглянемо послідовність розрахунків міжосьової відстані та суми коефіцієнтів зміщення. Для мінімальних та максимальних значень коефіцієнтів зміщення $x_{n1}, x_{n2}, x_{K1}, x_{K2}$

знаходимо суми

$$x_{H\Sigma} = x_{H1} + x_{H2}, \quad x_{K\Sigma} = x_{K1} + x_{K2}. \quad (7.8)$$

За формулами (7.1), (7.7) знаходимо міжосьову відстань a для нульової передачі та коефіцієнт ξ .

Продовження таблиці 7.1

| z_2 | z_1 | | | | | | | |
|-------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|----------|
| | 19 | | 20 | | 21 | | 22 | |
| | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} | x_{K1} | x_{K2} |
| 19 | 0,720 | 0,720 | – | – | – | – | – | – |
| 20 | 0,756 | 0,699 | 0,755 | 0,755 | – | – | – | – |
| 21 | 0,793 | 0,676 | 0,793 | 0,731 | 0,782 | 0,782 | – | – |
| 22 | 0,830 | 0,652 | 0,831 | 0,707 | 0,821 | 0,758 | 0,812 | 0,812 |
| 23 | 0,860 | 0,636 | 0,866 | 0,686 | 0,861 | 0,732 | 0,850 | 0,787 |
| 24 | 0,888 | 0,622 | 0,893 | 0,673 | 0,892 | 0,715 | 0,884 | 0,767 |
| 25 | 0,915 | 0,609 | 0,926 | 0,654 | 0,925 | 0,696 | 0,924 | 0,742 |
| 26 | 0,937 | 0,601 | 0,948 | 0,645 | 0,951 | 0,683 | 0,950 | 0,729 |
| 27 | 0,959 | 0,592 | 0,976 | 0,632 | 0,976 | 0,672 | 0,984 | 0,708 |
| 28 | 0,980 | 0,583 | 0,997 | 0,624 | 1,000 | 0,662 | 1,007 | 0,700 |
| 29 | 0,997 | 0,578 | 1,018 | 0,615 | 1,023 | 0,651 | 1,031 | 0,689 |
| 30 | 1,017 | 0,571 | 1,038 | 0,608 | 1,045 | 0,641 | 1,051 | 0,681 |
| 31 | 1,038 | 0,562 | 1,056 | 0,602 | 1,065 | 0,634 | 1,075 | 0,659 |
| 32 | 1,054 | 0,559 | 1,076 | 0,594 | 1,082 | 0,629 | 1,094 | 0,662 |
| 33 | 1,071 | 0,554 | 1,093 | 0,589 | 1,102 | 0,622 | 1,114 | 0,655 |
| 34 | 1,088 | 0,550 | 1,110 | 0,584 | 1,122 | 0,614 | 1,131 | 0,650 |
| 35 | 1,102 | 0,547 | 1,127 | 0,580 | 1,140 | 0,608 | 1,154 | 0,639 |
| 36 | 1,117 | 0,545 | 1,141 | 0,578 | 1,157 | 0,603 | 1,172 | 0,634 |
| 37 | 1,131 | 0,542 | 1,159 | 0,573 | 1,171 | 0,601 | 1,187 | 0,631 |
| 38 | 1,145 | 0,540 | 1,173 | 0,570 | 1,186 | 0,599 | 1,204 | 0,626 |
| 39 | – | – | 1,187 | 0,568 | 1,201 | 0,595 | 1,222 | 0,622 |
| 40 | – | – | 1,201 | 0,567 | 1,218 | 0,591 | 1,233 | 0,621 |
| 41 | – | – | – | – | 1,231 | 0,589 | 1,250 | 0,616 |
| 42 | – | – | – | – | 1,247 | 0,586 | 1,266 | 0,612 |
| 43 | – | – | – | – | – | – | 1,279 | 0,611 |
| 44 | – | – | – | – | – | – | 1293 | 0,609 |

З системи рівнянь (7.2), (7.5) у середовищі Mathcad знаходимо найбільше ціле значення міжосьової відстані a_w , для якого x_Σ належить інтервалу $x_{n\Sigma} \leq x_\Sigma \leq x_{K\Sigma}$. За формулою (7.3) знаходимо кут зачеплення α_w , а тоді за (7.6) – суму x_Σ .

При виборі коефіцієнтів зміщення x_1, x_2 прийmemo, що їх значення лежать на прямій, яка проходить через точки з координатами $(x_{n1}, x_{n2}), (x_{K1}, x_{K2})$. Рівняння прямої

$$x_2 - x_{n2} = b(x_1 - x_{n1}), \quad (7.9)$$

де

$$b = (x_{K2} - x_{n2}) / (x_{K1} - x_{n1}). \quad (7.10)$$

З системи рівнянь (7.4) та (7.9) знаходимо

$$x_1 = (x_\Sigma - x_{n2} + b x_{n1}) / (1 + b), \quad x_2 = x_\Sigma - x_1. \quad (7.11)$$

Таблиця 7.2. Значення коефіцієнта x_{K1} для нерівнозміщеного зачеплення при $2 \leq u_{12} \leq 5$

| | | | | | | | | | | | |
|----------|------|------|-----|------|------|------|------|-----|------|------|------|
| z_1 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 | 21 |
| x_{K1} | 0,66 | 0,73 | 0,8 | 0,86 | 0,92 | 0,98 | 1,04 | 1,1 | 1,16 | 1,22 | 1,27 |

Таблиця 7.3. Значення коефіцієнта x_{K2} для нерівнозміщеного зачеплення при $2 \leq u_{12} \leq 5$

| | | | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| z_1 | z_2 | | | | | | | |
| | 25 | 30 | 35 | 40 | 45 | 50 | 55 | 60 |
| 11 | 0,442 | 0,501 | 0,556 | 0,610 | 0,661 | 0,709 | 0,754 | – |
| 12 | 0,425 | 0,486 | 0,542 | 0,596 | 0,648 | 0,696 | 0,745 | 0,789 |
| 13 | – | 0,471 | 0,528 | 0,582 | 0,635 | 0,685 | 0,734 | 0,782 |
| 14 | – | 0,463 | 0,522 | 0,577 | 0,632 | 0,684 | 0,732 | 0,780 |
| 15 | – | – | 0,518 | 0,575 | 0,628 | 0,682 | 0,731 | 0,779 |
| 16 | – | – | 0,512 | 0,569 | 0,624 | 0,677 | 0,728 | 0,778 |
| 17 | – | – | 0,505 | 0,564 | 0,620 | 0,674 | 0,727 | 0,777 |
| 18 | – | – | – | 0,560 | 0,616 | 0,671 | 0,722 | 0,773 |
| 19 | – | – | – | 0,553 | 0,611 | 0,667 | 0,720 | 0,772 |
| 20 | – | – | – | – | 0,606 | 0,662 | 0,716 | 0,769 |
| 21 | – | – | – | – | 0,566 | 0,623 | 0,677 | 0,729 |

Продовження таблиці 7.3

| z_1 | z_2 | | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
| | 65 | 70 | 75 | 80 | 85 | 90 | 95 | 100 |
| 13 | 0,822 | – | – | – | – | – | – | – |
| 14 | 0,825 | 0,866 | – | – | – | – | – | – |
| 15 | 0,826 | 0,870 | 0,909 | – | – | – | – | – |
| 16 | 0,827 | 0,872 | 0,914 | 0,954 | – | – | – | – |
| 17 | 0,825 | 0,874 | 0,917 | 0,957 | 0,998 | – | – | – |
| 18 | 0,823 | 0,871 | 0,920 | 0,961 | 1,001 | 1,042 | – | – |
| 19 | 0,821 | 0,869 | 0,919 | 0,962 | 1,003 | 1,046 | 1,086 | – |
| 20 | 0,820 | 0,868 | 0,916 | 0,965 | 1,008 | 1,048 | 1,088 | 1,129 |
| 21 | 0,778 | 0,828 | 0,876 | 0,924 | 0,964 | 1,005 | 1,045 | 1,087 |

Таблиця 7.4. Значення коефіцієнтів x_{ni} для нерівнозміщеного зачеплення

| z_i | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | ≥ 17 |
|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-----------|
| x_{ni} | 0,3529 | 0,2941 | 0,2353 | 0,1765 | 0,1176 | 0,0588 | 0 |

Коефіцієнти зміщення визначаються по формулам (7.10), (7.11).

Наведемо формули для розрахунку інших параметрів зачеплення (рис. 7.1).

Радіуси ділительних кіл

$$r_i = mz_i / 2, \quad (7.12)$$

де тут і далі $i = 1, 2$.

Радіуси основних кіл

$$r_{bi} = r_i \cos \alpha. \quad (7.13)$$

Радіуси початкових кіл

$$r_{wi} = r_{bi} / \cos \alpha_w. \quad (7.14)$$

Радіуси кіл западин

$$r_{fi} = r_i - m(h_a^* + c^* - x_i), \quad (7.15)$$

де $h_a^* = 1$ – коефіцієнт висоти головки зуба рейки; $c^* = 0,25$ – коефіцієнт радіального зазора.

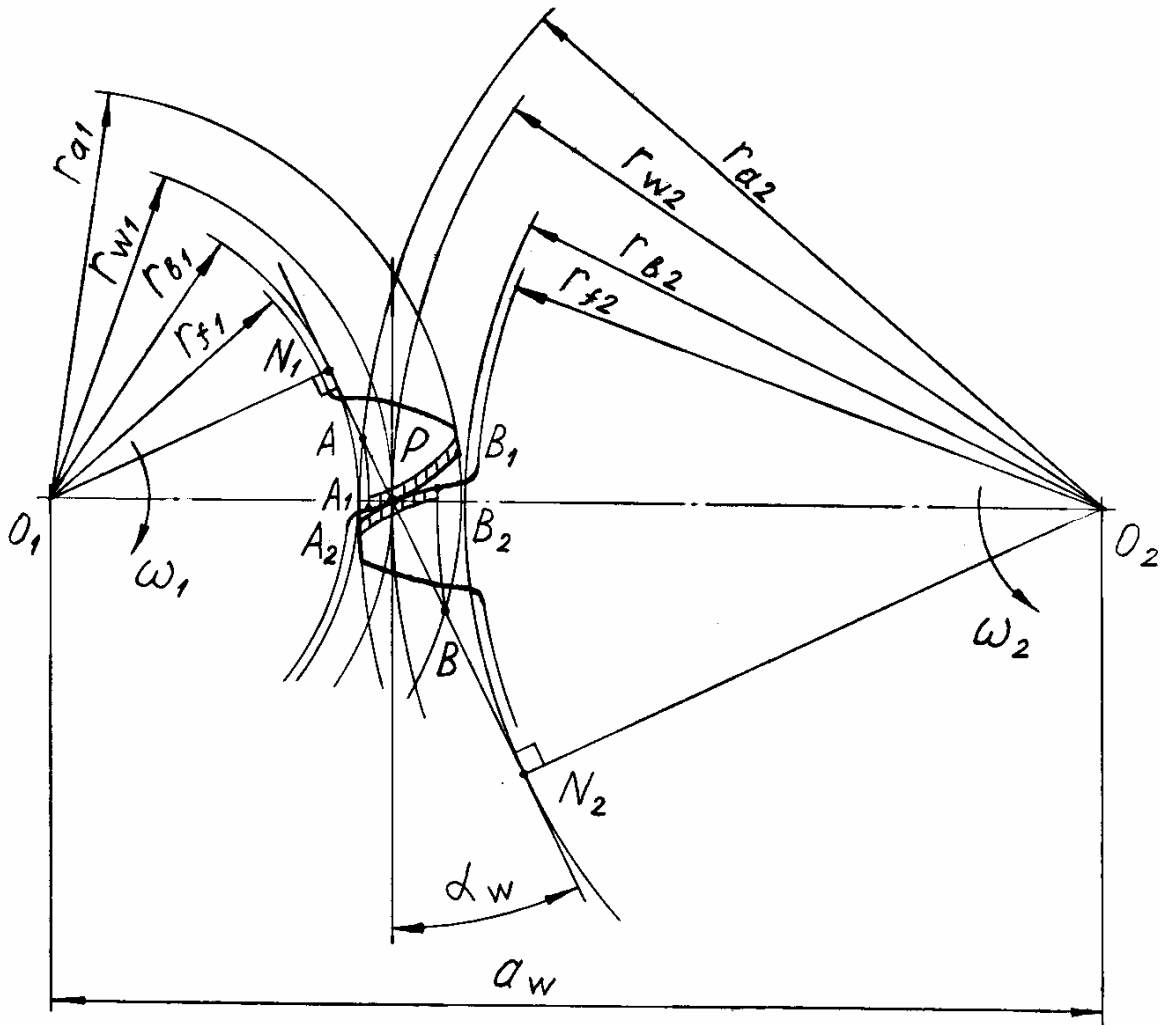


Рис. 7.1

Радіуси кіл вершин

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* m, \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* m. \quad (7.16)$$

Крок зачеплення по ділительних колах

$$p = \pi m. \quad (7.17)$$

Товщини зубів по ділительних колах

$$s_i = m(\pi/2 + 2x_i \operatorname{tg} \alpha). \quad (7.18)$$

Коефіцієнт перекриття

$$\varepsilon = (\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w) / (\pi m \cos \alpha). \quad (7.19)$$

Наводимо приклад геометричного синтезу зовнішнього прямозубого нерівнозміщеного евольвентного зачеплення.

Вводимо в програму в середовищі Mathcad значення модуля m , мм, та числа зубів z_1, z_2 . Знаходимо абсолютну величину передаточного відношення.

Для інтервалу передаточних відношень $1 \leq u_{12} \leq 2$ по табл. 7.1, а для інтервалу $2 < u_{12} \leq 5$ – по табл. 7.2 і 7.3 для даних чисел зубів коліс z_1, z_2 знаходимо максимальні значення коефіцієнтів зміщення x_{K1}, x_{K2} , а по табл. 7.4 – мінімальні значення x_{H1}, x_{H2} . Вводимо їх у програму. За формулою (7.8) знаходимо суми мінімальних та максимальних значень коефіцієнтів зміщення. Визначаємо суму зубів коліс $z_{\Sigma} = z_1 + z_2$.

За формулами (7.1), (7.7) знаходимо міжосьову відстань a , мм, для нульової передачі та коефіцієнт ξ .

З системи рівнянь (7.2), (7.5) у середовищі Mathcad знаходимо найбільше ціле значення міжосьової відстані a_w , мм, для якого x_{Σ} належить інтервалу $x_{H\Sigma} \leq x_{\Sigma} \leq x_{K\Sigma}$. По формулі (7.3) знаходимо кут зачеплення α_w , рад, а тоді по (7.6) – суму x_{Σ} . По формулам (7.10) та (7.11) визначаємо коефіцієнти b, x_1, x_2 .

За формулами (7.10) ... (7.16) розраховуємо радіуси кіл ділительних, основних, початкових, западин, вершин та радіус закруглення вершини зуба інструментальної рейки, мм. По формулам (7.17), (7.18) визначаємо крок зачеплення p та товщини зубів s_1, s_2 по ділительних колах, мм. Розраховуємо коефіцієнт перекриття по формулі (7.19).

Програма розрахунків:

$$\begin{aligned}
 m &:= 5 & z1 &:= 11 & z2 &:= 16 \\
 u12 &:= \frac{z2}{z1} & u12 &= 1.45455 & xK1 &:= 0.534 \\
 xK2 &:= 0.322 & xH1 &:= 0.3529 & xH2 &:= 0.0588 \\
 xH\Sigma &:= xH1 + xH2 & xK\Sigma &:= xK1 + xK2 & z\Sigma &:= z1 + z2 \\
 xH\Sigma &= 0.4117 & xK\Sigma &= 0.856 & z\Sigma &= 27
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 a &:= \frac{m \cdot z_{\Sigma}}{2} & a &= 67.5 & \xi &:= \frac{z_{\Sigma}}{2 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{9}\right)} \\
 \xi &= 37.09095 & \text{inv}\alpha &:= \tan\left(\frac{\pi}{9}\right) - \frac{\pi}{9} & a_{wK} &:= a \\
 \alpha_{wK} &:= \frac{\pi}{9} & \text{Given} & & a_{wK} \cdot \cos(\alpha_{wK}) &= a \cdot \cos\left(\frac{\pi}{9}\right) \\
 \tan(\alpha_{wK}) - \alpha_{wK} &= \text{inv}\alpha + \frac{x_{K\Sigma}}{\xi} \\
 \begin{pmatrix} a_{wK_0} \\ \alpha_{wK_0} \end{pmatrix} &:= \text{Find}(a_{wK}, \alpha_{wK}) & \begin{pmatrix} a_{wK_0} \\ \alpha_{wK_0} \end{pmatrix} &= \begin{pmatrix} 71.14582 \\ 0.47007 \end{pmatrix} \\
 a_w &:= \text{floor}(a_{wK}) & a_w &= (71) \\
 \alpha_w &:= \text{acos}\left(\frac{a \cdot \cos\left(\frac{\pi}{9}\right)}{a_w}\right) & x_{\Sigma} &:= \xi \cdot (\tan(\alpha_w) - \alpha_w - \text{inv}\alpha) \\
 \alpha_w &= (0.46601) & x_{\Sigma} &= (0.81753) & b &:= \frac{x_{K2} - x_{H2}}{x_{K1} - x_{H1}} \\
 x_1 &:= \frac{x_{\Sigma} - x_{H2} + b \cdot x_{H1}}{1 + b} & x_2 &:= x_{\Sigma} - x_1 & b &= 1.45334 \\
 x_1 &= (0.51832) & x_2 &= (0.29921) \\
 r_1 &:= \frac{m \cdot z_1}{2} & r_2 &:= \frac{m \cdot z_2}{2} & r_1 &= 27.5 & r_2 &= 40 \\
 r_{b1} &:= r_1 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{9}\right) & r_{b2} &:= r_2 \cdot \cos\left(\frac{\pi}{9}\right) \\
 r_{b1} &= 25.84155 & r_{b2} &= 37.5877 \\
 r_{w1} &:= \frac{r_{b1}}{\cos(\alpha_w)} & r_{w2} &:= \frac{r_{b2}}{\cos(\alpha_w)} \\
 r_{w1} &= (28.92593) & r_{w2} &= (42.07407)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
ha2 &:= 1 & cz &:= 0.25 & rf1 &:= r1 - m \cdot (ha2 + cz - x1) \\
rf2 &:= r2 - m \cdot (ha2 + cz - x2) & rf1 &= (23.8416) \\
rf2 &= (35.24605) & ra1 &:= aw - rf2 - cz \cdot m \\
ra2 &:= aw - rf1 - cz \cdot m & ra1 &= (34.50395) \\
ra2 &= (45.9084) & rf &:= 0.38 \cdot m & rf &= 1.9 \\
p &:= \pi \cdot m & p &= 15.70796 & s1 &:= m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x1 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{9}\right) \right) \\
s2 &:= m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x2 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{9}\right) \right) & s1 &= (9.74051) \\
s2 &= (8.94302) \\
\varepsilon &:= \frac{\sqrt{ra1^2 - rb1^2} + \sqrt{ra2^2 - rb2^2} - aw \cdot \sin(\alpha_w)}{\pi \cdot m \cdot \cos\left(\frac{\pi}{9}\right)} \\
\varepsilon &= (1.17336)
\end{aligned}$$

7.2. Завдання з геометричного синтезу нерівнозміщеного евольвентного зачеплення

Для кожного номеру завдання наведені модуль m та числа зубів z_1, z_2 коліс (табл. 7.5). Потрібно:

1. Знайти абсолютну величину передаточного відношення.
2. Вибрати максимальні та мінімальні значення коефіцієнтів зміщення.
3. Визначити найбільше припустиме ціле значення міжосьової відстані.
4. Знайти значення кута зачеплення та коефіцієнтів зміщення.
5. Розрахувати радіуси кіл ділільних, основних, початкових, западин, вершин та радіус закруглення вершини зуба інструментальної рейки.

6. Визначити крок зачеплення та товщини зубців по ділільних колах.
7. Розрахувати коефіцієнт перекриття.

Таблиця 7.5

| | | | | | | | | | | |
|-------|-----|-----|----|-----|-----|-----|-----|----|-----|-----|
| № | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 |
| m | 10 | 12 | 12 | 13 | 15 | 16 | 15 | 14 | 12 | 10 |
| z_1 | 11 | 11 | 22 | 17 | 14 | 15 | 16 | 17 | 11 | 13 |
| z_2 | 16 | 18 | 26 | 25 | 20 | 22 | 23 | 21 | 20 | 21 |
| № | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 | 17 | 18 | 19 | 20 |
| m | 2,5 | 3 | 3 | 3 | 3,5 | 3 | 2,5 | 3 | 3,5 | 3 |
| z_1 | 14 | 15 | 16 | 17 | 11 | 13 | 14 | 15 | 17 | 11 |
| z_2 | 23 | 19 | 22 | 20 | 19 | 19 | 19 | 23 | 23 | 14 |
| № | 21 | 22 | 23 | 24 | 25 | 26 | 27 | 28 | 29 | 30 |
| m | 5 | 6 | 5 | 6 | 8 | 5 | 6 | 8 | 5 | 6 |
| z_1 | 12 | 13 | 11 | 13 | 14 | 11 | 12 | 13 | 14 | 14 |
| z_2 | 19 | 18 | 15 | 22 | 24 | 17 | 23 | 20 | 22 | 18 |
| № | 31 | 32 | 33 | 34 | 35 | 36 | 37 | 38 | 39 | 40 |
| m | 5 | 4 | 5 | 4 | 5 | 4 | 5 | 4 | 5 | 4 |
| z_1 | 17 | 16 | 14 | 13 | 11 | 12 | 13 | 13 | 14 | 17 |
| z_2 | 22 | 21 | 25 | 16 | 21 | 17 | 15 | 23 | 17 | 24 |
| № | 41 | 42 | 43 | 44 | 45 | 46 | 47 | 48 | 49 | 50 |
| m | 5 | 5 | 5 | 4,5 | 6 | 5 | 6 | 5 | 4,5 | 6 |
| z_1 | 13 | 14 | 14 | 15 | 15 | 16 | 17 | 14 | 14 | 15 |
| z_2 | 24 | 19 | 29 | 34 | 22 | 35 | 36 | 23 | 29 | 34 |
| № | 51 | 52 | 53 | 54 | 55 | 56 | 57 | 58 | 59 | 60 |
| m | 3 | 4 | 4 | 5 | 5 | 5 | 6 | 5 | 6 | 6 |
| z_1 | 16 | 17 | 18 | 19 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 16 |
| z_2 | 35 | 36 | 22 | 24 | 27 | 33 | 30 | 29 | 34 | 31 |
| № | 61 | 62 | 63 | 64 | 65 | 66 | 67 | 68 | 69 | 70 |
| m | 3 | 3,5 | 3 | 4 | 3 | 3,5 | 3 | 4 | 3 | 3,5 |
| z_1 | 17 | 14 | 14 | 16 | 17 | 11 | 12 | 13 | 18 | 19 |
| z_2 | 23 | 32 | 34 | 25 | 35 | 23 | 26 | 28 | 23 | 22 |

| | | | | | | | | | | |
|-------|-----|-----|-----|----|----|-----|----|-----|----|----|
| № | 71 | 72 | 73 | 74 | 75 | 76 | 77 | 78 | 79 | 80 |
| m | 9 | 11 | 12 | 13 | 14 | 15 | 14 | 13 | 11 | 9 |
| z_1 | 11 | 12 | 13 | 19 | 11 | 12 | 13 | 11 | 12 | 11 |
| z_2 | 24 | 29 | 31 | 23 | 25 | 31 | 29 | 26 | 25 | 28 |
| № | 81 | 82 | 83 | 84 | 85 | 86 | 87 | 88 | 89 | 90 |
| m | 4,5 | 4,5 | 4,5 | 4 | 5 | 4,5 | 6 | 4,5 | 4 | 5 |
| z_1 | 13 | 11 | 13 | 13 | 11 | 13 | 14 | 17 | 11 | 13 |
| z_2 | 27 | 29 | 32 | 33 | 16 | 20 | 23 | 23 | 19 | 18 |

Розділ 8. ТЕСТОВИЙ КОНТРОЛЬ ЗНАНЬ СТУДЕНТІВ

Тести для перевірки знань студентів Національного аграрного університету розроблено відповідно до навчальної програми з дисципліни "Теорія механізмів і машин".

Зміст тестів відображає основні розділи теорії механізмів і машин. Їх мета – оцінити рівень аналітичного мислення студентів, запас теоретичних і практичних знань.

Комплексна контрольна робота містить 31 тестове завдання. У більшості з них по 5 варіантів відповідей.

Усі тестові завдання диференційовані за рівнями складності. Визначено шкали і параметри оцінювання.

Тестові завдання базового (середнього) рівня складності спрямовані на визначення ступеня оволодіння студентами основними поняттями теорії механізмів і машин у їх взаємозв'язках. Цей рівень передбачає виконання тестових завдань різних розділів курсу. Шкала оцінювання – до 75 балів.

Тестові завдання нормативного (вищого) рівня складності передбачають визначення ступеня сформованості в майбутніх фахівців інженерного мислення, умінь аналізувати та застосовувати методи теорії механізмів і машин до технічних задач. Шкала оцінювання – понад 75 балів.

Біля кожного тестового завдання дається його рівень складності в балах.

Студент вказує номер питання та номер варіанту відповіді.

Відсутність відповіді або неправильна відповідь оцінюється в 0 балів.

Тести розраховані на 90 хвилин.

Таким чином, диференційовані тестові завдання зорієнтовані як на контроль залишкових знань так і на самоосвіту студентів, формування інженерного мислення, що має важливе значення для досягнення високого професійного рівня майбутніх інженерів – механіків у галузі сільського господарства.

Рівень залишкових знань студентів визначається за такою шкалою:

- недостатній – менше 40%;
- середній – 40 %;
- достатній – 60%;
- високий –80%.

8.1. Тестовий контроль за перше півріччя навчального року

Модуль 1. Структурний аналіз механізмів

Питання 1

| | |
|----|---|
| 50 | Дати визначення кінематичної пари. |
| 1 | Кінематичною парою називається нерухоме з'єднання двох ланок. |
| 2 | Кінематичною парою називається рухоме з'єднання двох стичних ланок. |
| 3 | Кінематичною парою називається жорстке з'єднання двох сусідніх ланок. |
| 4 | Кінематичною парою називається з'єднання двох жорстких ланок. |
| 5 | Кінематичною парою називається рухоме з'єднання двох нерухомих ланок. |

Питання 2

| | |
|----|--|
| 50 | Навести формулу Чебишева для плоских механізмів. |
| 1 | <p>Ступінь рухомості плоских механізмів</p> $W = 4n - 3p_1 - p_2,$ <p>де n – кількість рухомих ланок; p_1, p_2 – число однорухомих та дворухомих кінематичних пар відповідно V та IV класу.</p> |
| 2 | <p>Ступінь рухомості плоских механізмів</p> $W = 5n - 4p_1 - 3p_2,$ <p>де n – кількість рухомих ланок; p_1, p_2 – число однорухомих та дворухомих кінематичних пар відповідно VI та V класу.</p> |
| 3 | <p>Ступінь рухомості плоских механізмів</p> $W = 3n - 2p_1 - p_2,$ <p>де n – кількість рухомих ланок; p_1, p_2 – число однорухомих та дворухомих кінематичних пар відповідно V та IV класу.</p> |
| 4 | <p>Ступінь рухомості плоских механізмів</p> $W = 3n - 2p_1 - 2p_2,$ <p>де n – кількість рухомих ланок; p_1, p_2 – число трирухомих та дворухомих кінематичних пар відповідно V та IV класу.</p> |
| 5 | <p>Ступінь рухомості плоских механізмів</p> $W = 3n - p_1 - p_2,$ <p>де n – кількість рухомих ланок; p_1, p_2 – число дворухомих та трирухомих кінематичних пар відповідно IV та III класу.</p> |

Питання 3

| | |
|-----|---|
| 100 | <p>Який клас та порядок цієї структурної групи?</p>  |
| 1 | Група VI класу 2-го порядку. |
| 2 | Група IV класу 4-го порядку. |
| 3 | Група V класу 5-го порядку. |
| 4 | Група IV класу 3-го порядку. |
| 5 | Група V класу 3-го порядку. |

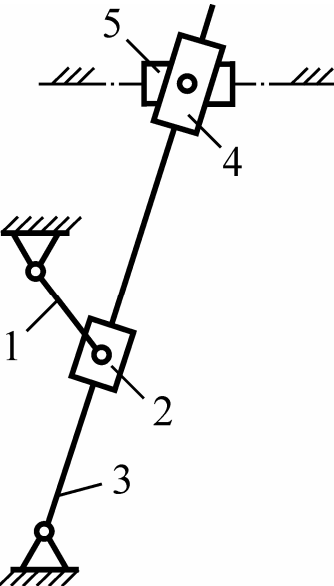
Питання 4

| | |
|----|---|
| 50 | <p>Як визначається клас плоского механізму?</p> |
| 1 | Номер класу механізму дорівнює найбільшому номеру класу групи, яка входить до його складу. |
| 2 | Номер класу механізму дорівнює найменшому номеру класу групи, яка входить до його складу. |
| 3 | Номер класу механізму дорівнює найбільшому номеру класу контуру, який входить до складу останньої приєднаної структурної групи. |
| 4 | Номер класу механізму дорівнює кількості кінематичних пар, які входять до його складу. |
| 5 | Номер класу механізму дорівнює найбільшому номеру класу контуру, який входить до складу першої приєднаної структурної групи. |

Питання 5

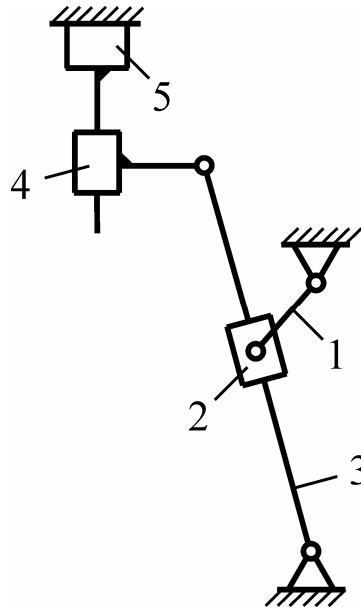
| | |
|----|---|
| 50 | <p>Який вид наведеної структурної групи II класу?</p>  |
| 1 | Група 1-го виду. |
| 2 | Група 2-го виду. |
| 3 | Група 3-го виду. |
| 4 | Група 4-го виду. |
| 5 | Група 5-го виду. |

Питання 6

| | |
|----|---|
| 50 | <p>Яка формула будови відповідає даній схемі механізму?</p>  |
| 1 | I кл. (0,1) ← II кл. 4в. (4,5) ← II кл. 2в. (2,3) |
| 2 | I кл. (0,1) ← II кл. 2в. (2,3) ← II кл. 3в. (4,5) |
| 3 | I кл. (0,1) ← II кл. 3в. (2,3) ← II кл. 4в. (4,5) |
| 4 | II кл. 4в. (4,5) ← II кл. 3в. (2,3) ← I кл. (0,1) |

Питання 7

50 Яку формулу будови має цей механізм?



1 I кл. (0,1) ← II кл. 1в. (2,3) ← II кл. 2в. (4,5)

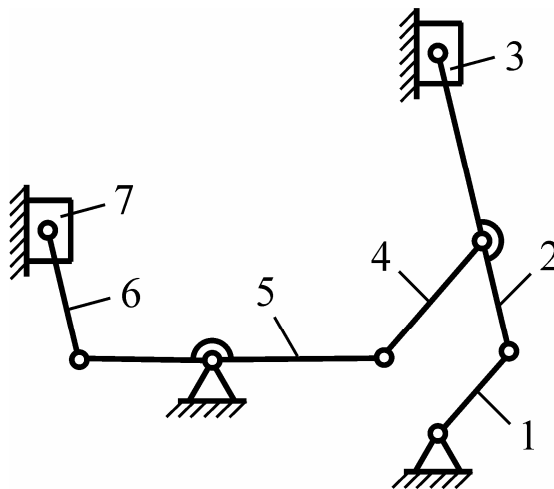
2 I кл. (0,1) ← II кл. 3в. (2,3) ← II кл. 5в. (4,5)

3 I кл. (0,1) ← II кл. 5в. (2,3) ← II кл. 4в. (4,5)

4 II кл. 5в. (4,5) ← II кл. 3в. (2,3) ← I кл. (0,1)

Питання 8

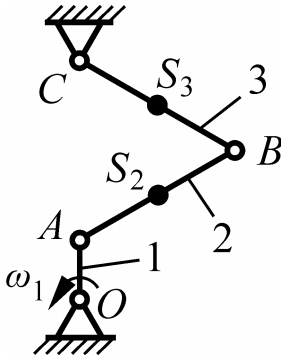
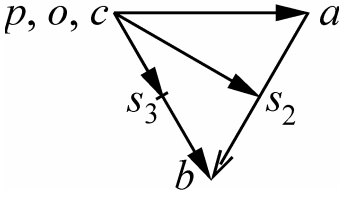
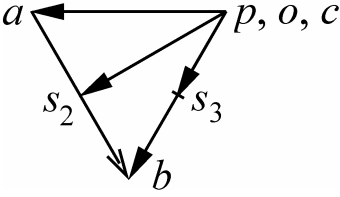
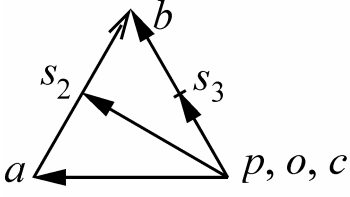
50 Навести формулу будови механізму.

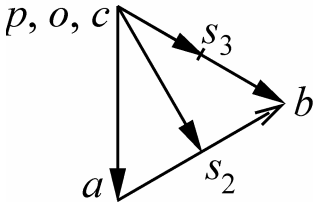


| | |
|---|--|
| 1 | I кл. (0,1) ← II кл. 3в. (2,3) ← II кл. 1в. (4,5) ← II кл. 3в. (6,7) |
| 2 | II кл. 2в. (6,7) ← II кл. 1в. (4,5) ← II кл. 2в. (2,3) ← I кл. (0,1) |
| 3 | I кл. (0,1) ← II кл. 1в. (2,3) ← II кл. 2в. (4,5) ← II кл. 1в. (6,7) |
| 4 | I кл. (0,1) ← II кл. 2в. (2,3) ← II кл. 1в. (4,5) ← II кл. 2в. (6,7) |

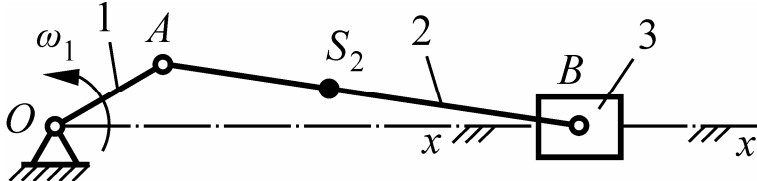
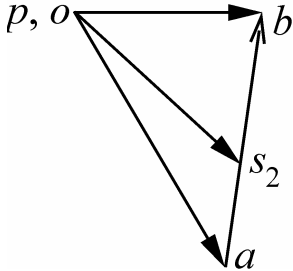
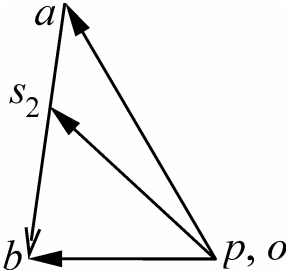
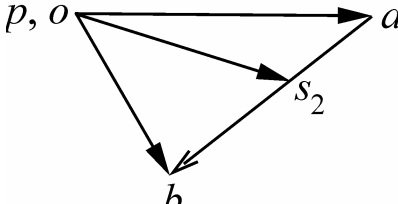
Модуль 2. Кінематичний аналіз механізмів

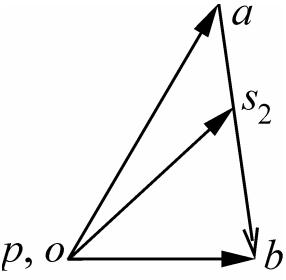
Питання 9

| | |
|----|--|
| 75 | <p>Який план швидкостей відповідає даній схемі механізму?</p>  |
| 1 |  |
| 2 |  |
| 3 |  |

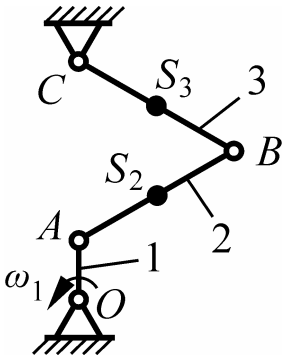
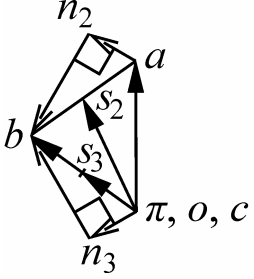
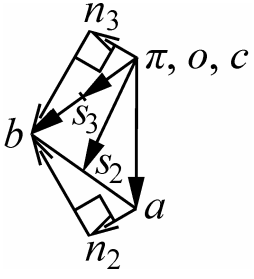
| | |
|---|---|
| 4 |  |
| 5 | Жодний не відповідає. |

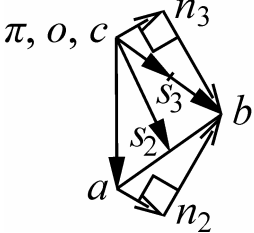
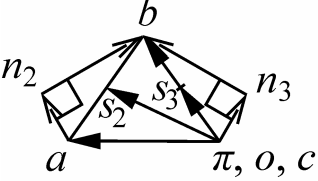
Питання 10

| | |
|----|---|
| 75 | <p>Який план швидкостей відповідає даному положенню механізму?</p>  |
| 1 |  |
| 2 |  |
| 3 |  |

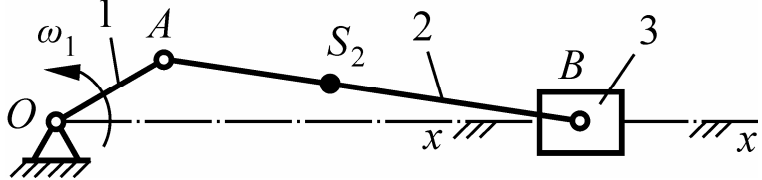
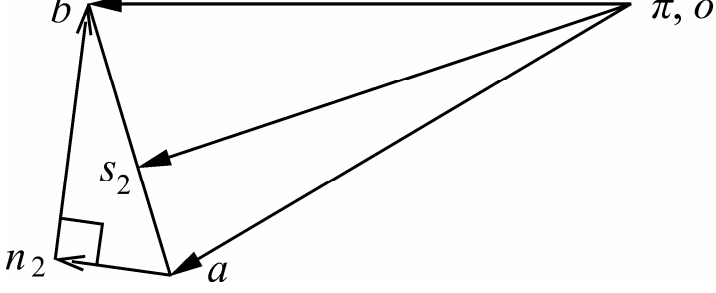
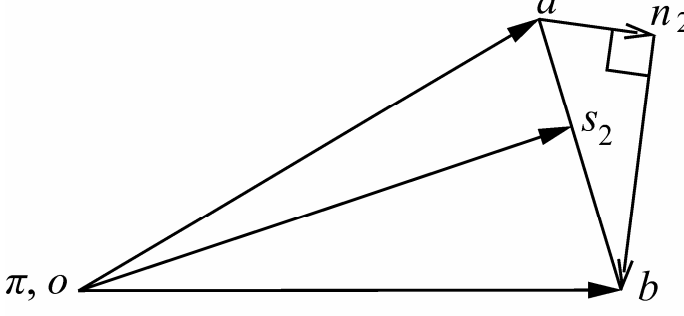
| | |
|---|---|
| 4 |  |
| 5 | Жодний не відповідає. |

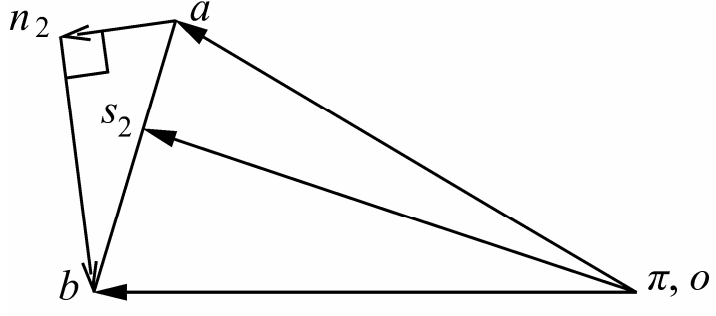
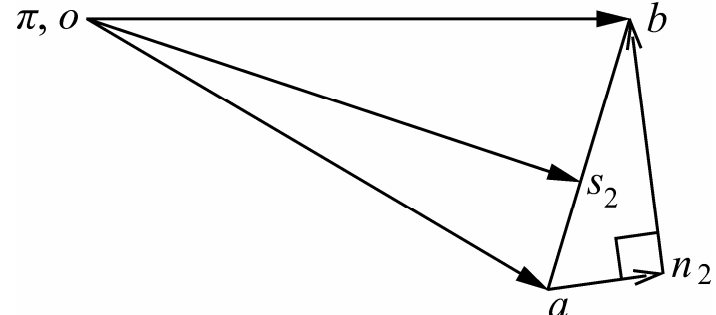
Питання 11

| | |
|----|--|
| 90 | <p>Який план прискорень відповідає показаній схемі механізму?</p>  |
| 1 |  |
| 2 |  |

| | |
|---|--|
| 3 |  |
| 4 |  |
| 5 | Жодний не відповідає. |

Питання 12

| | |
|----|---|
| 90 | <p>Який план прискорень відповідає наведеній схемі механізму?</p>  |
| 1 |  |
| 2 |  |

| | |
|---|--|
| 3 |  |
| 4 |  |
| 5 | Жодний не відповідає. |

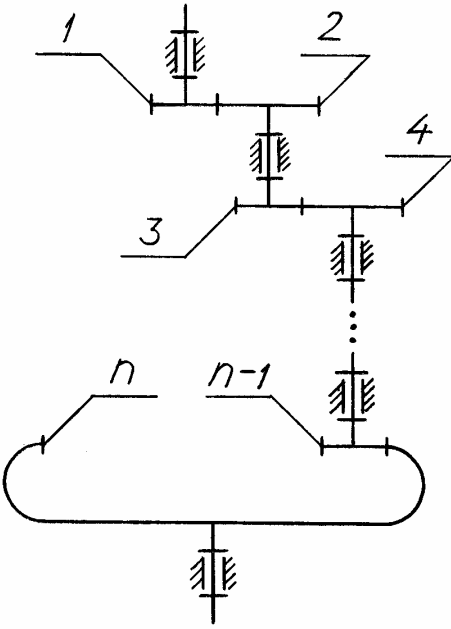
Питання 13

| | |
|-----|---|
| 100 | <p>Які плани швидкостей та прискорень відповідають даному положенню механізму?</p>  |
|-----|---|

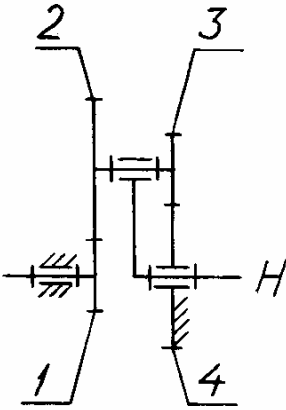
| | |
|---|------------------------------|
| 1 | |
| 2 | |
| 3 | |
| 4 | |
| 5 | <p>Жодний не відповідає.</p> |

Модуль 3. Кінематичне дослідження механізмів зубчастих передач

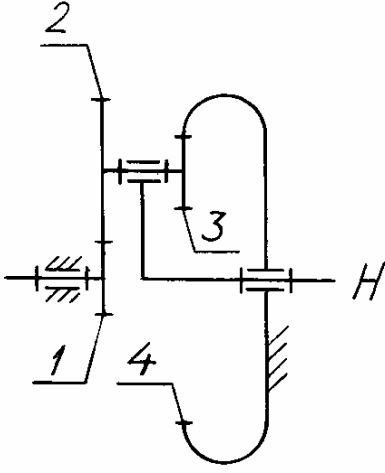
Питання 14

| | |
|----|--|
| 50 | <p>За якою формулою визначається передаточне відношення даного зубчастого механізму? У формулах m – кількість зовнішніх зачеплень; z_i – кількість зубів i-того колеса, $i = 1, 2, 3, \dots$</p>  |
| 1 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1}.$ |
| 2 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}}.$ |
| 3 | $u_{1H} = 1 + z_3 / z_1.$ |
| 4 | $u_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |
| 5 | $u_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |

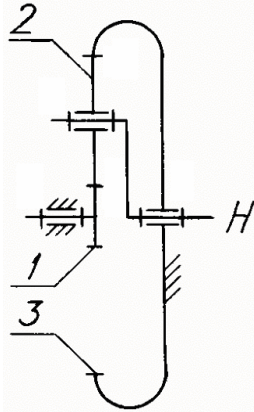
Питання 16

| | |
|----|--|
| 50 | <p>Навести формулу для визначення передаточного відношення показаного зубчастого механізму. У формулах m – кількість зовнішніх зачеплень; z_i – кількість зубів i-того колеса, $i = 1, 2, 3, \dots$</p>  |
| 1 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1}.$ |
| 2 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}}.$ |
| 3 | $u_{1H} = 1 + z_3 / z_1.$ |
| 4 | $u_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |
| 5 | $u_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |

Питання 17

| | |
|----|---|
| 50 | <p>Вибрати формулу для визначення передаточного відношення цієї зубчастої передачі. У формулах m – кількість зовнішніх зачеплень; z_i – кількість зубів i-того колеса, $i = 1, 2, 3, \dots$</p>  |
| 1 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1}.$ |
| 2 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}}.$ |
| 3 | $u_{1H} = 1 + z_3 / z_1.$ |
| 4 | $u_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |
| 5 | $u_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |

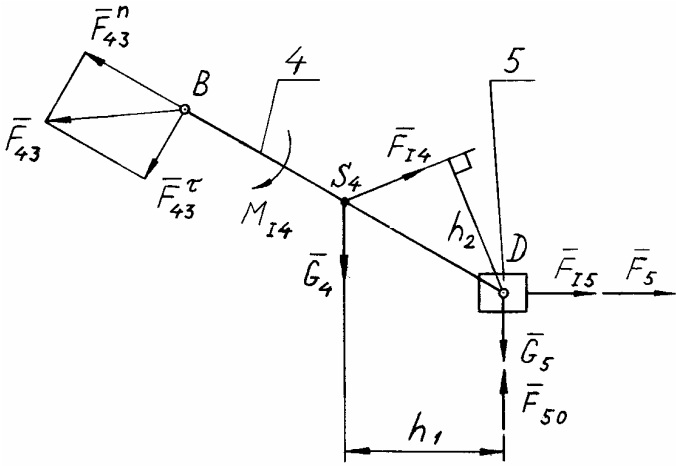
Питання 18

| | |
|----|---|
| 50 | <p>За якою формулою визначається передаточне відношення даного зубчастого механізму? У формулах m – кількість зовнішніх зачеплень; z_i – кількість зубів i-того колеса, $i = 1, 2, 3, \dots$</p>  |
| 1 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_n}{z_1}.$ |
| 2 | $u_{1n} = (-1)^m \frac{z_2 z_4 \cdots z_n}{z_1 z_3 \cdots z_{n-1}}.$ |
| 3 | $u_{1H} = 1 + z_3 / z_1.$ |
| 4 | $u_{1H} = 1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |
| 5 | $u_{1H} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}.$ |

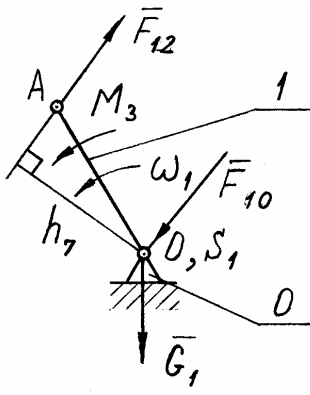
8.2. Тестовий контроль за друге півріччя

Модуль 4. Динаміка механізмів і машин

Питання 19

| | |
|----|--|
| 80 | <p>Навести векторне рівняння рівноваги показаної на рисунку групи ланок 4 – 5. До групи прикладені: зовнішня сила корисного опору \bar{F}_5, сили інерції \bar{F}_{I4}, \bar{F}_{I5}, сили тяжіння \bar{G}_4, \bar{G}_5. На виділену групу з боку решти механізму діє реакція \bar{F}_{43}, яка розкладена на нормальну \bar{F}_{43}^n і тангенціальну \bar{F}_{43}^τ складові. До ланки 5 прикладена реакція \bar{F}_{50}.</p>  |
| 1 | $\bar{F}_{43}^n + \bar{F}_{43}^\tau + \bar{F}_{I4} + \bar{M}_{I4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{I5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_5 + \bar{F}_{50} = 0.$ |
| 2 | $\bar{F}_{43}^n + \bar{F}_{43}^\tau + \bar{F}_{I4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{I5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_5 + \bar{F}_{50} = 0.$ |
| 3 | $\bar{F}_{43}^n + \bar{F}_{43}^\tau + \bar{F}_{I4} + \bar{M}_{I4} + \bar{F}_{I5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_5 + \bar{F}_{50} = 0.$ |
| 4 | $\bar{F}_{43}^n + \bar{F}_{43}^\tau + \bar{F}_{I4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{I5} + \bar{F}_5 + \bar{F}_{50} = 0.$ |
| 5 | $\bar{F}_{43}^n + \bar{F}_{43}^\tau + \bar{M}_{I4} + \bar{G}_4 + \bar{F}_{I5} + \bar{G}_5 + \bar{F}_5 + \bar{F}_{50} = 0.$ |

Питання 20

| | |
|----|---|
| 50 | <p>Як виглядає векторне рівняння рівноваги кривошипа, до якого прикладені: сила тяжіння \bar{G}_1, реакції \bar{F}_{12} та \bar{F}_{10}.</p>  |
| 1 | $\bar{F}_{12} + \bar{M}_3 + \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} = 0.$ |
| 2 | $\bar{F}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} = 0.$ |
| 3 | $\bar{F}_{12} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{10} = 0.$ |
| 4 | $\bar{F}_{12} + \bar{M}_3 + \bar{G}_1 + \bar{F}_{01} = 0.$ |
| 5 | $\bar{F}_{21} + \bar{G}_1 + \bar{F}_{01} = 0.$ |

Питання 21

| | |
|----|--|
| 60 | <p>За якою формулою визначається зведений до кривошипа момент сил? У формулах ω_1 - кутова швидкість кривошипа; F_i, M_i - сила і момент, які діють на i-ту ланку механізму; v_i - швидкість точки прикладання сили F_i; α_i - кут між векторами сили \bar{F}_i і швидкості \bar{v}_i; ω_i - кутова швидкість i-тої ланки.</p> |
| 1 | $M_{3\theta} = \sum_{i=1}^n F_i \frac{v_i}{\omega_1^2} \cos \alpha_i - \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i}{\omega_1^2}.$ |
| 2 | $M_{3\theta} = \sum_{i=1}^n F_i \frac{v_i}{\omega_1^2} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i}{\omega_1^2}.$ |

| | |
|---|---|
| 3 | $M_{3\theta} = \sum_{i=1}^n F_i \frac{v_i^2}{\omega_1} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i^2}{\omega_1}.$ |
| 4 | $M_{3\theta} = \sum_{i=1}^n F_i \frac{v_i}{\omega_1} \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \frac{\omega_i}{\omega_1}.$ |
| 5 | $M_{3\theta} = \sum_{i=1}^n F_i \left(\frac{v_i}{\omega_1} \right)^2 \cos \alpha_i + \sum_{i=1}^n M_i \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2.$ |

Питання 22

| | |
|----|--|
| 50 | <p>За якою формулою визначається зведений до кривошипа момент інерції? У формулах ω_1 - кутова швидкість кривошипа; m_i, ω_i - маса та кутова швидкість i-тої ланки; v_{S_i} - швидкість центра мас i-тої ланки; J_{S_i} - момент інерції i-тої ланки відносно її центра мас.</p> |
| 1 | $J_{3\theta} = \sum_{i=1}^n m_i \frac{v_{S_i}}{\omega_1} + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \frac{\omega_i}{\omega_1}.$ |
| 2 | $J_{3\theta} = \sum_{i=1}^n m_i \frac{v_{S_i}^2}{\omega_1} + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \frac{\omega_i^2}{\omega_1}.$ |
| 3 | $J_{3\theta} = \sum_{i=1}^n m_i \frac{v_{S_i}}{\omega_1^2} + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \frac{\omega_i}{\omega_1^2}.$ |
| 4 | $J_{3\theta} = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{v_{S_i}}{\omega_1} \right)^3 + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^3.$ |
| 5 | $J_{3\theta} = \sum_{i=1}^n m_i \left(\frac{v_{S_i}}{\omega_1} \right)^2 + \sum_{i=1}^n J_{S_i} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2.$ |

Питання 23

| | |
|----|--|
| 80 | Який вигляд має рівняння руху машинного агрегату в диференціальній формі? У формулах J_{36} – зведений момент інерції агрегату; φ , ω , ε – кут повороту, кутова швидкість та кутове прискорення кривошипа. |
| 1 | $M_{36} = J_{36}\varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{36}}{d\varphi}.$ |
| 2 | $M_{36} = J_{36}\varepsilon^2 + \frac{\omega^2}{2} \frac{dJ_{36}}{d\varphi}.$ |
| 3 | $M_{36} = J_{36}\varepsilon + \frac{\omega}{2} \frac{dJ_{36}}{d\varphi}.$ |
| 4 | $M_{36} = J_{36}\varepsilon + \frac{\omega^2}{2} \frac{d\varepsilon}{d\varphi}.$ |
| 5 | $M_{36} = J_{36}\varepsilon + \frac{\omega^2}{4} \frac{dJ_{36}}{d\varphi}.$ |

Модуль 5. Теорія зубчастих зачеплень

Питання 24

| | |
|----|--|
| 50 | За якими формулами визначаються радіуси кіл западин циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення? |
| 1 | $r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}.$ |
| 2 | $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m; \quad r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2)m.$ |
| 3 | $r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* m.$ |
| 4 | $r_{b1} = r_1 \cos \alpha; \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha.$ |
| 5 | $r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w.$ |
| 6 | $a_w = r_{w1} + r_{w2}.$ |

Питання 25

| | |
|----|--|
| 50 | Як визначаються радіуси основних кіл циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення? |
| 1 | $r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}.$ |
| 2 | $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m; \quad r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2)m.$ |
| 3 | $r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^*m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^*m.$ |
| 4 | $r_{b1} = r_1 \cos \alpha; \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha.$ |
| 5 | $r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w.$ |
| 6 | $a_w = r_{w1} + r_{w2}.$ |

Питання 26

| | |
|----|--|
| 50 | Навести формули для радіусів ділительних кіл циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення. |
| 1 | $r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}.$ |
| 2 | $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m; \quad r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2)m.$ |
| 3 | $r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^*m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^*m.$ |
| 4 | $r_{b1} = r_1 \cos \alpha; \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha.$ |
| 5 | $r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w.$ |
| 6 | $a_w = r_{w1} + r_{w2}.$ |

Питання 27

| | |
|----|--|
| 50 | За якими формулами визначаються радіуси кіл вершин циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення? |
| 1 | $r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}.$ |
| 2 | $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m; \quad r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2)m.$ |

| | |
|---|---|
| 3 | $r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* m.$ |
| 4 | $r_{b1} = r_1 \cos \alpha; \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha.$ |
| 5 | $r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w.$ |
| 6 | $a_w = r_{w1} + r_{w2}.$ |

Питання 28

| | |
|----|--|
| 50 | Як визначається міжосьова відстань циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення? |
| 1 | $r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}.$ |
| 2 | $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m; \quad r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2)m.$ |
| 3 | $r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* m.$ |
| 4 | $r_{b1} = r_1 \cos \alpha; \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha.$ |
| 5 | $r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w.$ |
| 6 | $a_w = r_{w1} + r_{w2}.$ |

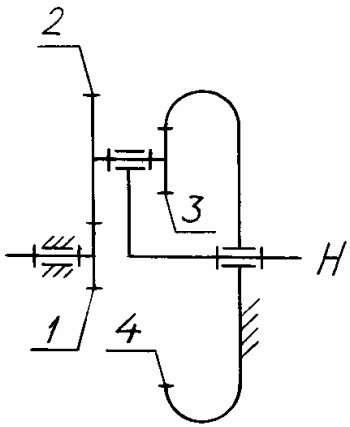
Питання 29

| | |
|----|---|
| 50 | Навести формули для радіусів початкових кіл циліндричного евольвентного зубчастого зачеплення. |
| 1 | $r_1 = \frac{mz_1}{2}; \quad r_2 = \frac{mz_2}{2}.$ |
| 2 | $r_{f1} = r_1 - (h_a^* + c^* - x_1)m; \quad r_{f2} = r_2 - (h_a^* + c^* - x_2)m.$ |
| 3 | $r_{a1} = a_w - r_{f2} - c^* m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - c^* m.$ |
| 4 | $r_{b1} = r_1 \cos \alpha; \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha.$ |
| 5 | $r_{w1} = r_{b1} / \cos \alpha_w; \quad r_{w2} = r_{b2} / \cos \alpha_w.$ |
| 6 | $a_w = r_{w1} + r_{w2}.$ |

Питання 30

| | |
|-----|---|
| 100 | Як коефіцієнт перекриття циліндричного евольвентного зачеплення залежить від модуля, кута зачеплення α_w та передаточного відношення? |
| 1 | Коефіцієнт перекриття збільшується зі збільшенням модуля, зменшується з ростом кута зачеплення α_w і збільшується зі збільшенням передаточного відношення. |
| 2 | Коефіцієнт перекриття не залежить від модуля, збільшується з ростом кута зачеплення α_w та збільшується зі збільшенням передаточного відношення. |
| 3 | Коефіцієнт перекриття не залежить від модуля, зменшується з ростом кута зачеплення α_w і збільшується зі збільшенням передаточного відношення. |
| 4 | Коефіцієнт перекриття не залежить від модуля, зменшується з ростом кута зачеплення α_w і зменшується зі збільшенням передаточного відношення. |
| 5 | Коефіцієнт перекриття не залежить від модуля, збільшується з ростом кута зачеплення α_w і зменшується зі збільшенням передаточного відношення. |

Питання 31

| | |
|-----|--|
| 100 | <p>Якими є умови співвідності, сусідства та складання для показаної схеми планетарного механізму?</p>  |
| 1 | $z_1 + z_2 = z_4 + z_3; \quad (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2;$ $(z_4 - z_3) \sin \frac{\pi}{k} > z_3 + 2; \quad z_2 z_4 + z_1 z_3 = k C n.$ |
| 2 | $z_1 + z_2 = z_4 - z_3; \quad (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2;$ $(z_4 + z_3) \sin \frac{\pi}{k} > z_3 + 2; \quad z_2 z_4 + z_1 z_3 = k C n.$ |
| 3 | $z_1 + z_2 = z_4 - z_3; \quad (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2;$ $(z_4 - z_3) \sin \frac{\pi}{k} > z_3 + 2; \quad z_2 z_4 - z_1 z_3 = k C n.$ |
| 4 | $z_1 + z_2 = z_4 - z_3; \quad (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2;$ $(z_4 - z_3) \sin \frac{\pi}{k} > z_3 + 2; \quad z_2 z_4 + z_1 z_3 = k C n.$ |
| 5 | $z_1 + z_2 = z_4 - z_3; \quad (z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} > z_2 + 2;$ $(z_4 + z_3) \sin \frac{\pi}{k} > z_3 + 2; \quad z_2 z_4 - z_1 z_3 = k C n.$ |

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 640 с.
2. *Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В.* Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1973. – 256 с.
3. *Єременко О.І.* Теорія механізмів і машин. Підручник. – Київ: Видавничий центр Національного аграрного університету, 2003. – 166 с.
4. *Зиновьев В.А.* Курс теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 384 с.
5. *Кіницький Я.Т.* Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 662 с.
6. *Кожевников С.Н.* Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1973. – 592 с.
7. *Кореняко А.С.* Теория механизмов и машин. – М.: Вища школа., 1976. – 444 с.
8. *Кудрявцев В.Н.* Планетарные передачи. – М.–Л.: Машиностроение, 1966. – 308 с.
9. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. / *А.С. Кореняко и др.* – К.: Вища школа, 1970. – 332 с.
10. *Левитская О.Н., Левитский Н.И.* Курс теории механизмов и машин. – М.: Высш. школа, 1978. – 269 с.
11. *Левитский Н.И.* Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1990.– 592 с.

12. *Олександр Єременко*. Синтез однорядних та дворядних планетарних механізмів. // IV Міжнародна науково-технічна конференція MOTROL 2003 Люблін-Київ. Том 6. Київ: Видавничий центр Національного аграрного університету, 2003. – С.71 – 80.
13. Основи курсу теорії машин і механізмів: Навчальний посібник / *С.Л.Панов, В.П.Лукавенко, Я.Т.Кіницький, О.І.Дубинець, Д.В.Чернілевський*; за ред. *С.Л.Панова*. – К.: ВДК КІТ, 2001. – 357 с.
14. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. *И.А.Болотовского*. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
15. Теория механизмов и машин / *К.В.Фролов, С.А.Попов, А.К.Мусатов и др.*: под ред. *К.В.Фролова*. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
16. Теорія механізмів і машин / *О.С.Кореняко*; за ред. *М.К.Афанасьєва*. – К.: Вища школа, 1987. – 206 с.
17. Технічна механіка. Книга 3. Основи теорії машин та механізмів / *Д.В.Чернілевський, Я.Т.Кіницький, С.Л.Панов* – К.: НМК ВО, 1992. – 168 с.
18. *Чернавский С.А., Ицкович Г.М., Киселев В.А. и др.* Проектирование механических передач. – М.: Машиностроение, 1976. – 608 с.

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ПЕРЕДМОВА | 3 |
| Розділ 1. САМОСТІЙНА РОБОТА НАД ТЕОРЕТИЧНОЮ ЧАСТИНОЮ КУРСУ | 4 |
| 1.1. Модуль 1. Вступ. Структурний аналіз механізмів..... | 4 |
| 1.2. Модуль 2. Кінематичне дослідження важільних механізмів | 5 |
| 1.3. Модуль 3. Кінематичне дослідження зубчастих механізмів | 6 |
| 1.4. Модуль 4. Динаміка механізмів і машин | 6 |
| 1.5. Модуль 5. Синтез механізмів | 9 |
| Розділ 2. Модуль 1. СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ І КЛАСИФІКАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ | 11 |
| 2.1. Основні поняття структурного аналізу | 11 |
| 2.2. Приклади структурного аналізу механізмів | 14 |
| 2.3. Завдання зі структурного аналізу механізмів..... | 25 |
| Розділ 3. Модуль 2. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ | 30 |
| 3.1. Приклади визначення швидкостей та прискорень методом планів..... | 30 |
| 3.2. Завдання з побудови планів швидкостей та прискорень | 43 |
| 3.3. Побудова крайніх положень механізмів | 58 |
| 3.4. Завдання для визначення крайніх положень механізмів | 59 |
| Розділ 4. Модуль 3. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ЗУБЧАСТИХ МЕХАНІЗМІВ | 60 |
| 4.1. Основні формули для визначення передаточних відношень | 60 |
| 4.2. Завдання зі знаходження передаточних відношень механізмів з нерухомими та рухомими осями | 64 |
| 4.3. Завдання для визначення передаточних відношень послідовно з'єднаних передач..... | 69 |

| | |
|---|------------|
| Розділ 5. Модуль 4. СИЛОВИЙ АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ | 74 |
| 5.1. Приклади силового аналізу | 74 |
| 5.2. Завдання з силового аналізу | 82 |
| Розділ 6. Модуль 5. СИНТЕЗ ПЛАНЕТАРНИХ ПЕРЕДАЧ ... | 98 |
| 6.1. Синтез планетарних механізмів | 98 |
| 6.2. Завдання з синтезу планетарних механізмів | 107 |
| Розділ 7. Модуль 5. ГЕОМЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ НЕРІВНОЗМІЩЕНОГО ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ..... | 109 |
| 7.1. Геометричний синтез зовнішнього прямозубого нерівнозміщеного евольвентного зачеплення | 109 |
| 7.2. Завдання з геометричного синтезу нерівнозміщеного евольвентного зачеплення | 119 |
| Розділ 8. ТЕСТОВИЙ КОНТРОЛЬ ЗНАНЬ СТУДЕНТІВ | 121 |
| 8.1. Тестовий контроль за перше півріччя навчального року..... | 122 |
| 8.2. Тестовий контроль за друге півріччя | 138 |
| СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ..... | 146 |

Навчальний посібник

Олександр Іванович Єременко

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

ЗАВДАННЯ З ПРИКЛАДАМИ
ДЛЯ САМОСТІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТІВ

Рекомендовано
Міністерством аграрної політики України
як навчальний посібник для студентів вищих
навчальних закладів технічного профілю
3-4 рівнів акредитації

Редактор *О.І.Єременко*
Коректор *Т.І.Талюта*

Київ: Видавничий центр НАУ, 2004
Свідоцтво про державну реєстрацію
сер. КВ № 2465 від 12.03.1997 р.

Здано до складання 20.09.2004 р. Підписано до друку 25.09.2004 р.
Формат 60×90, 1/16. Папір офс. №1. Офс. друк.
Умов. друк. арк. 10,5. Обл. – вид. арк. 12. Наклад 500 прим.
Ціна 10 грн.

Зам.
ИБ №

Видавництво Національного аграрного університету
03041, м. Київ, вул. Героїв оборони, 15

Видавничий центр
Національного аграрного університету
03041, м. Київ, Сільськогосподарський пров., 4
тел. (044) 267-8434, 267-8155