

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ ТА НАУКИ УКРАЇНИ

**КОРОТКИЙ ДОВІДНИК З КУРСУ
„ ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН”**

для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання

Затверджено
редакційно-видавничою
радою університету,
протокол № 1 від 24. 06. 10

Харків
НТУ «ХП»
2010

Короткий довідник з курсу „Теорія механізмів і машин” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / Уклад. О. І. Зінченко, Г. А. Кротенко – Харків : НТУ «ХП», 2010. – 44 с.

Укладачі: О. І. Зінченко
Г. А. Кротенко

Рецензенти: М. Л. Рябчиков,
В. В. Офій

Кафедра теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1. Загальні теоретичні відомості.....	5
2. Структура та класифікація механізмів.....	9
3. Кінематичне дослідження механізмів.....	12
4. Динамічне дослідження механізмів.....	15
5. Нерівномірність і регулювання руху механізмів і машин.....	23
6. Тертя та знос у машинах.....	25
7. Зубчасті передачі.....	26
8. Кулачкові механізми.....	38
Список літератури.....	43

ВСТУП

Цей довідник містить „ядро знань”, а саме, лише ту частину матеріалів курсу, яка запланована за навчальними планами з вивчення курсу „Теорія механізмів і машин” для студентів напрямку „Інженерна механіка” усіх форм навчання.

Курс „Теорія механізмів і машин” складається з таких розділів, як структурне, кінематичне та динамічне дослідження важільних механізмів, а також дослідження механізмів, у складі яких є вищі кінематичні пари (зубчасті та кулачкові механізми).

До основних розділів предмету подаються основні терміни курсу та їх короткі роз’яснення, теореми та формули, їх пояснення; крім того, довідник допоможе під час виконання розрахунково-графічних завдань та курсового проекту.

За допомогою цього довідника у студента складається чітка картина викладення курсу. Тут він може знайти відповіді на питання, а також алгоритм розв’язання задач, які ставляться перед ним у кожному розділі курсу.

Довідник зручний для повторення і підготовки до складання заліку та іспиту.

1. ЗАГАЛЬНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

1.1. **Теорія механізмів і машин** – наука про загальні методи дослідження властивостей механізмів і машин.

1.2. **Деталлю** називають ту частину механізму чи машини, яка виготовлена без складальних операцій.

1.3. Кожна рухома деталь або група деталей, які утворюють одну рухоми систему тіл, називається **рухомою ланкою** механізму або машини.

1.4. Усі нерухомі деталі утворюють одну нерухому систему тіл, яку називають **нерухомою ланкою** або **стояком**.

1.5. Рухоме з'єднання двох ланок, які стикаються між собою, називається **кінематичною парою (КП)**.

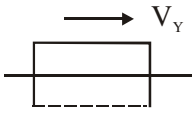
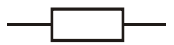
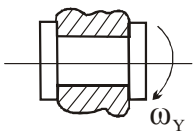
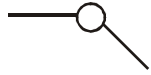
1.6. Сукупність поверхонь, ліній або точок, якими ланки стикаються між собою, називаються **елементами кінематичних пар**.

1.7. Класифікація кінематичних пар здійснюється за такими ознаками: за числом умов зв'язку, які накладаються кінематичною парою на відносний рух ланок; за формою елементів ланок, що утворюють кінематичну пару; за способом замикання ланок (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Класифікація кінематичних пар

Кінематична пара	Вища або нижча КП	Кількість можливих рухів H	Клас КП $S = 6 - H$	Умовне зображення на кінематичній схемі	Назва КП. Вигляд замикання
1	2	3	4	5	6
	Вища пара. Контакт в крапці	5 – $V_x, V_y,$ $\omega_x, \omega_y, \omega_z$	1		Шар на площині. Силове замикання
	Вища пара. Контакт – по лінії	4 – $V_x, V_y, \omega_x, \omega_z$	2		Циліндр на площині. Силове замикання
	Нижча пара. Контакт – сферична поверхня	3 – $\omega_x, \omega_y, \omega_z$	3		Сферичний шарнір. Геометричне замикання
	Нижча пара. Контакт – по циліндричній поверхні	2 – V_y, ω_y	4		Циліндровий шарнір. Геометричне замикання

Продовження таблиці 1.1

	<p>Нижча пара. Контакт – по площині</p>	<p>1 – V_Y</p>	<p>5</p>		<p>Поступальна пара. Геометричне замикання</p>
	<p>Нижча пара. Контакт – по циліндричній поверхні</p>	<p>1 – ω_Y</p>	<p>5</p>		<p>Шарнір або оберտальна пара. Геометричне замикання</p>

1.8. Зв'язана система ланок, що входять у кінематичні пари, утворює **кінематичний ланцюг** (рис.1.1, табл.1.2).

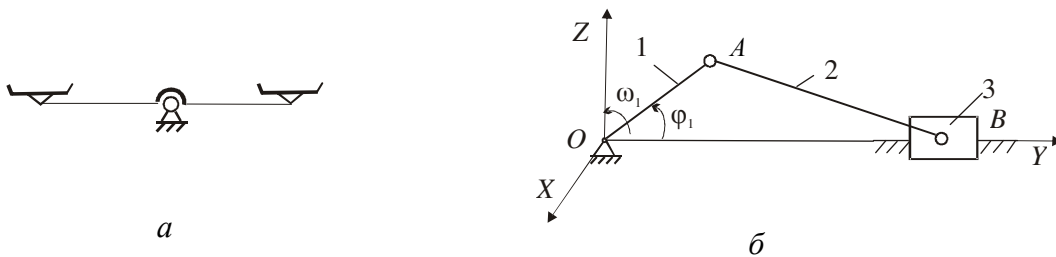
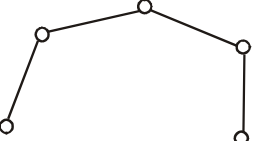
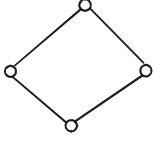
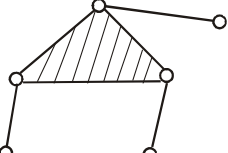
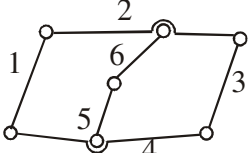


Рис.1.1. Приклади кінематичних ланцюгів:

a – незамкнутий ланцюг (ваги);

б – замкнутий ланцюг (кривошипно-повзунковий механізм)

Таблиця 1.2 – Класифікація кінематичних ланцюгів

Ланцюги	Незамкнуті	Замкнуті	Клас кінематичних пар ланцюга
Прості			5
Складні			5

1.9. **Механізм** є кінематичний ланцюг з однією нерухомою ланкою, призначений для перетворення руху одного або кількох тіл у потрібні рухи інших тіл.

1.10. **Машина** є пристрій, який виконує механічний рух для перетворення енергії, матеріалів та інформації з метою заміни або полегшення фізичної або розумової праці людини.

1.11. **Шарнірно-важільний механізм** – такий механізм, що містить тільки нижчі кінематичні пари (за винятком гвинтових).

1.12. **Плоский механізм** – такий механізм, будь-які рухомі точки якого переміщуються в паралельних площинах (рис. 1.2).

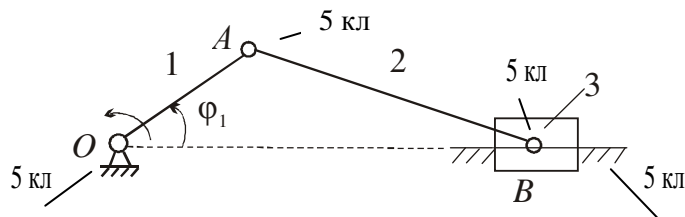


Рис. 1.2. Плоский кривошипно-повзунковий механізм

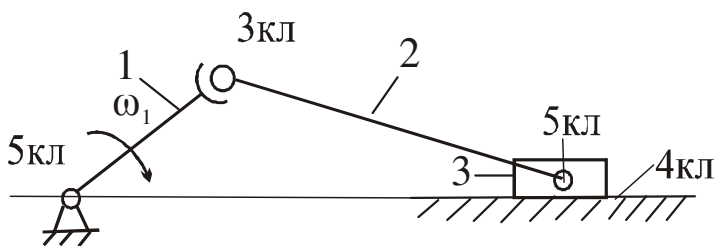


Рис. 1.3. Просторовий кривошипно-повзунковий механізм

1.13. **Просторовий механізм** – такий, будь-які рухомі точки якого описують неплоскі траєкторії або траєкторії, що лежать у площинах, які перетинаються (рис. 1.3).

1.14. Ланки у шарнірно-важільному механізмі мають назви: **кривошип**, **шатун**, **коромисло**, **куліса**, **повзун** (рис 1.4).

Кривошип – ланка, яка здійснює повний оберт на 360° і складає кінематичну пару зі стояком.

Шатун – ланка, яка здійснює складний рух і складає кінематичні пари лише з рухомими ланками.

Коромисло – ланка, яка здійснює зворотно-коливальний рух і складає кінематичні пари із рухомою і нерухомою ланкою.

Куліса – ланка, яка є рухомою напрямною для іншої ланки.

Повзун – ланка, яка складає поступальну кінематичну пару з рухомою або нерухомою напрямною.

1.15. **Вхідною ланкою** називається ланка, якій надається рух, що перетворюється механізмом у потрібний рух інших ланок.

1.16. **Вихідною ланкою** називається ланка, яка здійснює рух, для якої призначений механізм.

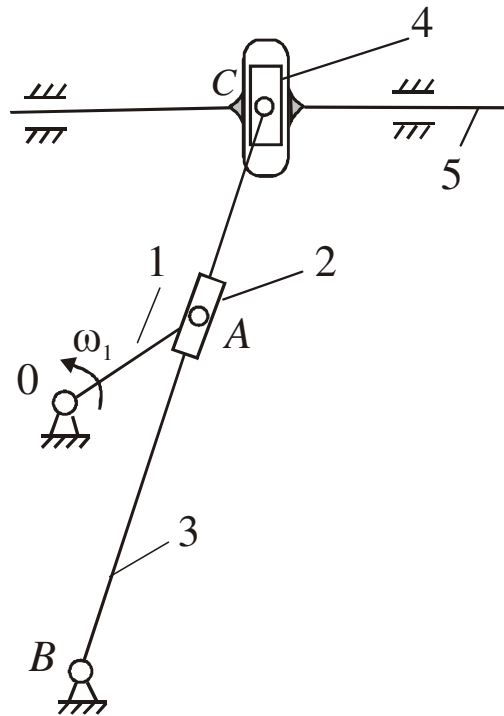


Рис. 1.4. Кінематична схема механізму шарнірно-важельного механізму: 1 – кривошип; 2, 4, 5 – повзуни; 3 – коромисло або куліса – рухома напрямна повзуна (2); 0 – стояк (на кінематичній схемі виділяють штрихуванням)

1.17. **Узагальненими координатами механізму** називають незалежні між собою лінійні або кутові координати, які визначають положення всіх ланок механізму відносно стояка.

1.18. Ланка, якій приписують одну або кілька узагальнених координат, називається **початковою**.

1.19. Ланки механізму, положення яких визначаються безпосередньо значенням вибраних узагальнених координат, називаються **ведучими**.

1.20. Ланки механізму, положення і переміщення яких однозначно залежать від положень і переміщень ведучих ланок, називаються **веденими**.

2. СТРУКТУРА ТА КЛАСИФІКАЦІЯ МЕХАНІЗМІВ

2.1. Під час структурного аналізу механізмів визначають кількість рухомих ланок механізму; кількість і клас кінематичних пар; ступінь рухомості механізму; кількість, клас і порядок структурних груп, що утворюють цей механізм; клас механізму.

2.2. **Умовами зв'язку S** називають обмеження, які накладають кінематичні пари на відносний рух ланок. У загальному випадку $S = 1 \dots 5$, в плоских механізмах $S = 1; 2$.

2.3. **Ступенем вільності H** називається кількість незалежних можливих рухів, які мають ланки в їх відносному русі. У загальному випадку $H = 1 \dots 5$, в плоских механізмах $H = 1; 2$.

2.4. **Клас кінематичної пари** визначається кількістю умов зв'язку, що надаються кінематичною парою на відносний рух ланок.

2.5. Залежно від форми елементів кінематичних пар останні поділяються на **нижчі** та **вищі**.

Нижчими кінематичними парами називаються пари, у яких їх елементи стикаються поверхнями.

Вищими кінематичними парами називаються пари, у яких їх елементи стикаються по лінії або в точці.

2.6. Для того щоб кінематичні пари перебували у постійному контакті, вони повинні бути замкнутими. Розрізняють геометричне і силове замикання.

Геометричне замикання здійснюється безпосередньо формою (конструкцією) елементів кінематичних пар.

Силове замикання забезпечується відповідними силами: ваги, пружність пружини.

2.7. **Кінематичним ланцюгом** називається система ланок, які зв'язані між собою кінематичними парами. Кінематичні ланцюги бувають плоскі та просторові, прості та складні, замкнуті та незамкнуті.

2.8. **Ступінь рухомості механізму W** – це кількість ступенів вільності, які мають ланки механізму.

Для просторових механізмів: $W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$.

Для плоских механізмів: $W = 3n - 2p_5 - p_4$,

(n – кількість ланок у кінематичному ланцюгу або у механізмі; p_i – кількість пар i -го класу).

2.9. **Зайвими ступенями вільності** називаються такі, що не впливають на характер руху механізму в цілому.

2.10. **Зайвими (пасивними) зв'язками** називаються такі зв'язки, які накладаються на вже існуючі зв'язки, їх усунення не змінює характер руху механізму в цілому.

2.11. **Основний принцип утворення механізмів (за Ассуром)**. Будь-

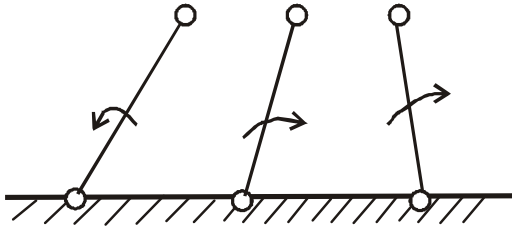


Рис. 2.1. Механізм першого класу (за Артоболевським)

який механізм можна одержати, якщо до механізму (або механізмів) першого класу послідовно приєднувати структурні групи (групи Ассура).

2.12. **Механізм першого класу (за Артоболевським)** – вхідна ланка і стояк, які утворюють кінематичну пару

p_5 (рис. 2.1).

2.13. **Група Ассура** – найпростіший плоский кінематичний ланцюг, кількість ступенів рухомості якого після приєднання його своїми вільними елементами до стояка дорівнює нулю. Кількість ланок у групі Ассура має бути **парним**. Вхідна ланка не входить у групу Ассура.

2.14. Для виділення структурних груп Ассура доцільно побудувати **структурну схему** механізму. Ланки на структурній схемі зображують у вигляді відрізків або многокутників в залежності від того, у скільки кінематичних пар входить ланка. Стояк зображують прямою лінією зі штриховкою, кінематичні пари – кружками (рис. 2.2, б; рис. 2.4, б).

2.15. **Клас структурної групи** визначається найвищим класом контуру, що входить до її складу. Контури складаються або зі сторін однієї ланки (згідно зі структурною схемою), або усі сторони контуру належать різним ланкам.

2.16. **Клас контуру** визначається кількістю кінематичних пар, які утворюють ланки, що входять до його складу.

2.17. Групою другого класу називається кінематичний ланцюг, який складається з двох ланок і трьох кінематичних пар p_5 (рис. 2.2, в; рис. 2.4, в). Групи цього класу бувають п'яти видів.

2.18. **Порядок групи** визначається кількістю елементів кінематичних пар, якими група приєднується до основного механізму.

2.19. Клас механізму визначається найвищим класом структурної групи, що входить до його складу.

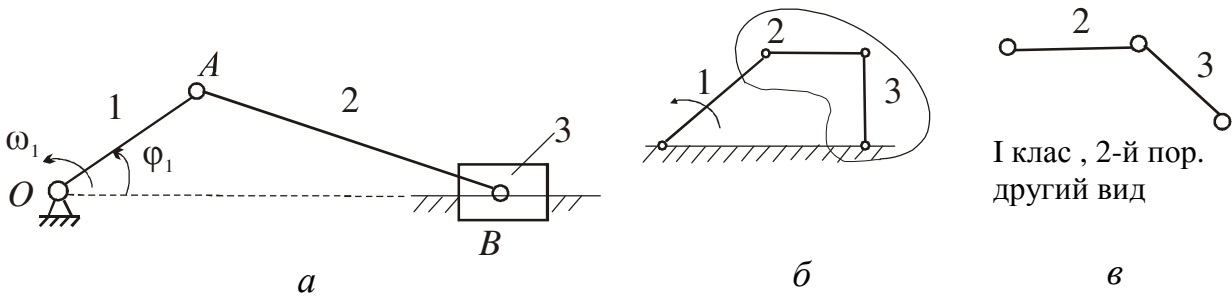


Рис. 2.2. Кривошипно-повзунковий механізм: 1 – кривошип (вхідна ланка); 2 – шатун; 3 – повзун (вихідна ланка); а – кінематична схема; б – структурна схема; в – група Ассура на структурній схемі

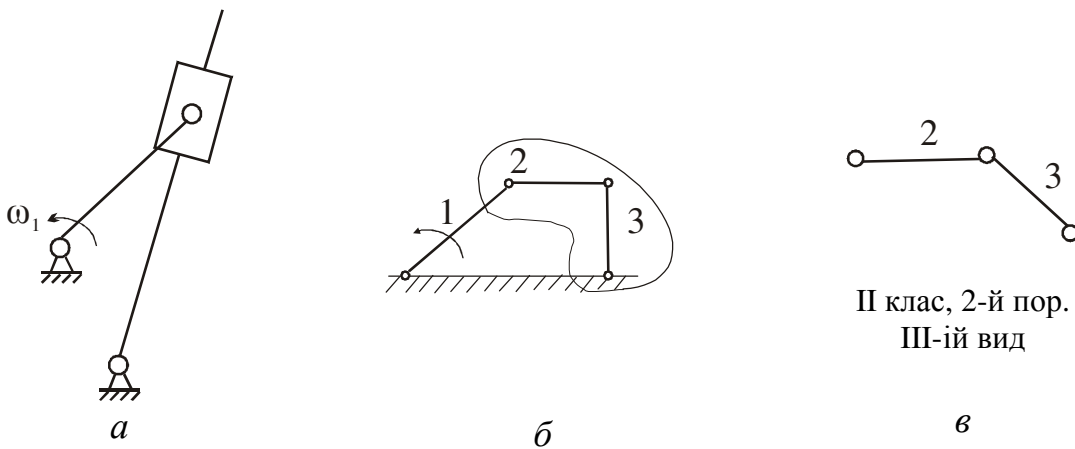


Рис. 2.3. Кулісний механізм: 1 – кривошип; 2 – повзун; 3 – куліса; а – кінематична схема; б – структурна схема; в – група Ассура на структурній схемі

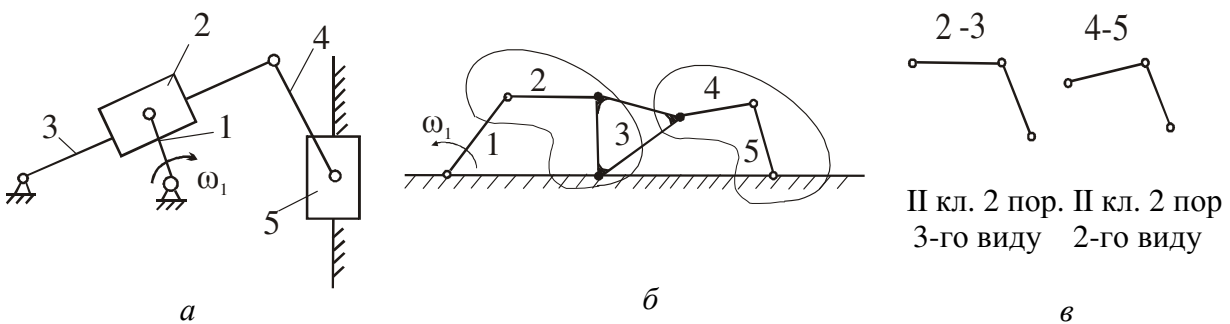


Рис.2.4. Механізм брикетировочного автомата: 1 – кривошип; 2 – повзун (кулісний камінь); 3 – куліса; 4 – шатун; 5 – повзун; а – кінематична схема; б – структурна схема; в – групи Ассура

3. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

3.1. У ході кінематичного дослідження механізмів розглядається рух його ланок **без урахування сил**, що діють на них. Крім того, всі ланки механізму умовно вважають **абсолютно твердими тілами**, тобто розміри ланок незмінні, а зв'язки між ними **ідеальні**.

3.2. **Основні задачі кінематичного дослідження:** 1) визначення положень і переміщень ланок, траєкторій окремих точок; 2) визначення швидкостей окремих точок і ланок механізму; 3) визначення прискорень окремих точок і ланок механізму.

3.3. **Кінематичною схемою механізму** називається умовне зображення механізму у масштабі.

3.4. **Масштабним коефіцієнтом (масштабом)** називається відношення фізичної величини (шляху, швидкості, прискорення тощо) до довжини відрізка, який цю величину зображує на кресленні.

3.5. Існує чотири **методи кінематичного дослідження:** графічний, графоаналітичний, аналітичний, експериментальний.

При **графічному методі** положення ланок механізму та побудова траєкторій окремих точок знаходиться графічно методом засічок (для механізмів другого класу); швидкості та прискорення знаходять методом графічного диференціювання діаграми переміщень (для швидкостей) і діаграми швидкостей (для прискорень).

При **графоаналітичному методі** будують плани швидкостей та прискорень; графічні побудови планів механізму, планів швидкостей та прискорень супроводжуються допоміжними аналітичними обчисленнями.

Суть **аналітичного методу** полягає у тому, що координати, швидкості та прискорення осей шарнірів, кути повороту, кутові швидкості і прискорення ланок механізму визначаються у вигляді аналітичних виразів, які містять скінчену кількість алгебраїчних та тригонометричних операцій. Виділяють два основні методи: 1) метод замкнутих векторних контурів; 2) метод перетворення координат.

3.6. **Планом швидкостей (прискорень)** називається геометричне місце кінців векторів швидкостей (прискорень) крайніх точок ланки, побудованих з однієї довільної точки, яка називається **полюсом плану** швидкостей (прискорень). Поліус плану швидкостей позначається буквою p , а поліус плану прискорень – буквою π .

3.7. У ході побудови планів швидкостей та прискорень використовують **методи подібності та векторних рівнянь**.

3.8. В основі методу подібності лежить **теорема подібності**. Якщо три точки належать ланці, яка здійснює плоский рух, і утворюють трикутник, то цей трикутник буде подібним трикутнику, утвореному однойменними точками на плані швидкостей (прискорень). Послідовність обходу вершин трикутників на кінематичній схемі і на планах швидкостей (прискорень) (за годинниковою стрілкою або проти неї) повинна бути однаковою.

3.9. В основі методу векторних рівнянь лежить **теорема про розклад складного руху на два прості: переносний і відносний**. Незалежно від того, яким методом проводиться кінематичне дослідження – графічним або графоаналітичним, для кожної ланки слід записати векторні рівняння, які базуються на відомих із теоретичної механіки рівняннях.

3.10. **Перша теорема про розклад складного руху** використовується,

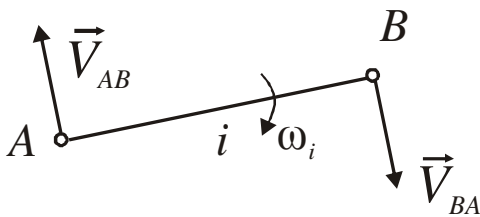


Рис. 3.1. До першої теореми механіки

коли ланка не є повзуном. Вона зв'язує швидкості (прискорення) двох точок на одній ланці (рис. 3.1). Якщо точки A і B лежать на ланці k і точка A – точка приєднання групи Ассур, яку вибираємо за полюс, то одержимо векторне рівняння для швидкостей: $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$

або векторне рівняння для прискорень: $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$, де \vec{a}_{BA}^n і \vec{a}_{BA}^t – вектори нормального і дотичного прискорень в обертовому русі точки B навколо полюса A .

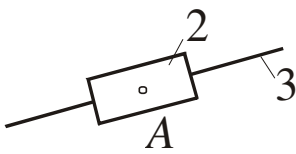


Рис. 3.2. До другої теореми механіки

3.11. **Друга теорема про розклад складного руху** використовується, коли ланка є повзуном. Вона зв'язує швидкості (прискорення) однієї точки на двох ланках (рис.3.2). Якщо ланки k і n утворюють поступальну пару, то швидкості двох точок, що збігаються A_n і A_k на повзуні n і на напрямній k зв'язані векторним рівнянням $\vec{V}_{An} = \vec{V}_{Ak} + \vec{V}_{n-k}$, де V_{n-k} – відносна швидкість ланок n і k ; а прискорення – векторним рівнянням $\vec{a}_{An} = \vec{a}_{Ak} + \vec{a}_{n-k}^{kor} + \vec{a}_{n-k}$, де a_{n-k}^{kor} – прискорення Коріоліса, a_{n-k} – відносне

швидкість ланок n і k ; а прискорення – векторним рівнянням $\vec{a}_{An} = \vec{a}_{Ak} + \vec{a}_{n-k}^{kor} + \vec{a}_{n-k}$, де a_{n-k}^{kor} – прискорення Коріоліса, a_{n-k} – відносне

прискорення ланки n відносно ланки k .

3.12. **Напрямок прискорення Кориоліса** визначаємо так: необхідно на плані швидкостей знайти вектор відносної швидкості V_{n-k} і розвернути його

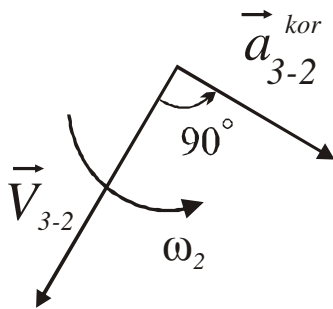


Рис. 3.3. До визначення напрямку кориолісова прискорення

на 90° убік кутової швидкості напрямної k (рис. 3.3). **Модуль прискорення Кориоліса** визначають за такою формулою: $a_{n-k}^{kor} = 2V_{n-k}\omega_k$.

3.14. **Нормальне прискорення** a_{BA}^n спрямоване уздовж ланки BA від точки B до точки A . **Модуль нормального прискорення** $a_{BA}^n = l_{BA}\omega_{BA}^2$, де l_{BA} – довжина ланки в м, ω_{BA} – кутова швидкість ланки.

3.15. **Напрямок кутових швидкостей ланок** визначають з використанням плану швидкостей. Для цього вектор ba , який визначає швидкість V_{BA} , подумки переносимо в точку B ланки BA і дивимося, як буде рухатися ланка BA відносно точки A . **Модуль кутової швидкості** ланки визначають за такою формулою: $\omega_{BA} = V_{BA}/l_{BA}$.

3.16. **Напрямок кутових прискорень ланок** визначають з використанням плану прискорень. Для цього вектор a_{BA}^t , який визначає дотичне прискорення ланки BA , подумки переносимо в точку B ланки BA і дивимося, як буде рухатися ланка BA відносно точки A . **Модуль кутового прискорення** ланки визначають за такою формулою: $\epsilon_{BA} = a_{BA}^t/l_{BA}$.

4. ДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМІВ

4.1. У ході динамічного дослідження механізмів розглядають рух ланок з урахуванням сил, що діють на них.

4.2. **Основні задачі динаміки механізмів і машин:** 1) заданий закон руху початкової ланки – треба визначити зовнішні сили, які забезпечують цей рух (силовий розрахунок механізмів); 2) задані зовнішні сили, що діють на ланки механізму, – треба визначити закон руху початкової ланки (динаміка механізмів і машин).

4.3. Сили, що діють у машинах, поділяють на дві основні групи:

1) **рушійні сили**, які діють у бік руху, тобто намагаються прискорити рух тіла; 2) **сили опору**, які діють проти руху тіла, тобто намагаються сповільнити рух тіла. Сили опору поділяють на **сили корисного опору** та **сили шкідливого опору**.

4.4. Сили інерції з'являються при зміні швидкості за величиною або напрямком. Всі сили інерції будь-якої ланки AB , яка здійснює плоский рух і має площину симетрії, паралельну площині руху, можуть бути зведені до сили інерції і моменту інерції. **Силу інерції прикладаємо** в центрі мас S і **спрямовуємо** протилежно вектору прискорення центра мас a_S . **Модуль сили інерції** $F_{ін} = ma_S$, H , де m – маса ланки, кг. **Момент інерції спрямовуємо** протилежно кутовому прискоренню ε . **Модуль моменту інерції** $M_{ін} = j_S \varepsilon$, Hm , де j_S – момент інерції ланки відносно осі, що проходить через центр мас S і перпендикулярний до площини руху ланки, в $кг \times м^2$, ε – прискорення ланки, $1/c^2$.

4.5. **Основні задачі силового розрахунку:** 1) визначення зовнішніх невідомих сил, що діють на ланки механізмів; 2) визначення реакцій в кінематичних парах; 3) визначення зрівноважувальної сили або зрівноважувального моменту.

4.6. **Принцип д'Аламбера:** рухома система тіл перебуває у кожний момент часу в рівновазі під дією зовнішніх сил, включаючи сили інерції.

4.7. **Статично визначеною системою** називається така система, в якій кількість невідомих сил дорівнює кількості рівнянь рівноваги, які можна скласти для їх знаходження. *Статично визначеною системою в механізмах є структурна група.*

4.8. **Методика і порядок силового розрахунку механізмів.** Для виконання силового розрахунку механізмів необхідно розбити його на структурні групи і здійснювати силовий розрахунок кожної окремої групи, починаючи з останньої приєднаної групи. При цьому до ланок структурної групи прикладають всі зовнішні сили, включаючи сили (моменти сил) інерції, а дію решти ланок механізму замінюють реакціями, які знаходять графічним (методом планів сил) або аналітичним способом. При силовому розрахунку механізму першого класу, крім вищевказаних сил, ще додають **зрівноважувальну силу** або **зрівноважувальний момент**. Під **зрівноважувальною силою** розуміють деяку умовну силу, яку необхідно прикласти до початкової ланки, яка зрівноважувала б в даному положенні всі інші сили, що прикладені до механізму.

4.9. **Схема навантаження групи** – це викреслена кінематична схема групи, на якій позначені задані сили і моменти, а також реакції відкинutoї частини механізму у крайніх парах групи (рис. 4.1).

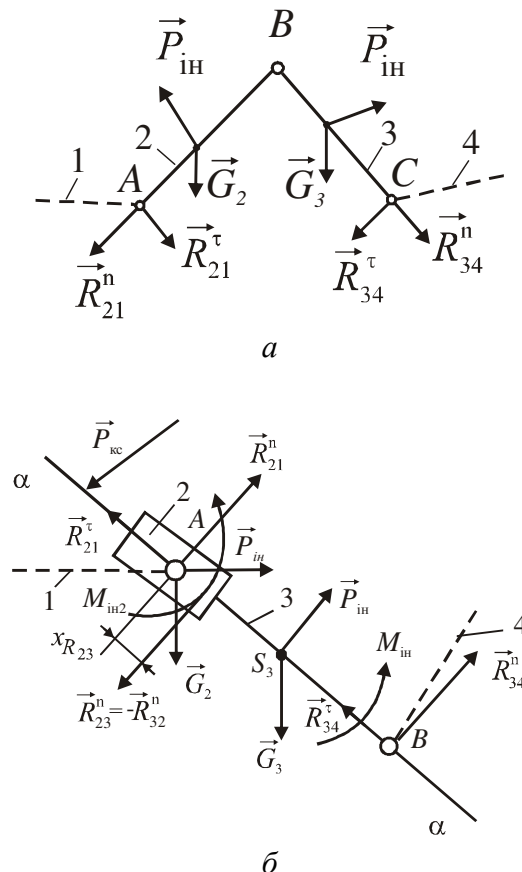


Рис. 4.1. Схеми навантаження груп Ассура: *a* – крайні обертальні кінематичні пари, *б* – крайня поступальна кінематична пара

4.10. Якщо **крайні кінематичні пари обертальні**, то реакції в них потрібно розкласти на нормальну і дотичну складову, вибір напрямків яких довільний (рис. 4.1, а).

4.11. Якщо **крайня кінематична пара поступальна**, то реакцію в ній опрамовуємо перпендикулярно до напрямної повзуна на деякій відстані від центру мас повзуна (рис. 4.1, б).

4.12. **Кожній реакції надаємо індекс**, який складається з двох цифр: перша вказує, до якої ланки прикладена реакція; друга – зі сторони якої ланки вона діє.

$$\vec{R}_{ij} = -\vec{R}_{ji}, \quad \vec{N}_{ij} = -\vec{N}_{ji}$$

4.13. **Силовий розрахунок можна розділити на такі етапи**, в яких знаходимо тангенційні складові зовнішніх реакцій; нормальні складові реакцій або повну реакцію, якщо пара поступальна; внутрішню реакцію; відстань від точки прикладання реакції до центру мас, якщо пара поступальна.

4.14. Для знаходження **зовнішніх реакцій** можна використовувати рівняння рівноваги групи або окремих ланок: $\sum m_B(F_i) = 0$, $\sum \vec{F}_i = 0$.

4.15. Для знаходження **внутрішньої реакції** можна використовувати тільки рівняння рівноваги окремої ланки: $\sum m_B(F_i) = 0$.

4.16. Із плану сил можна знайти як зовнішні, так і внутрішні реакції. **План сил** – це графічне розв’язання векторного рівняння рівноваги, що являє собою векторну суму сил, які діють на групу або на окрему ланку, включаючи невідомі реакції (рис. 4.2).

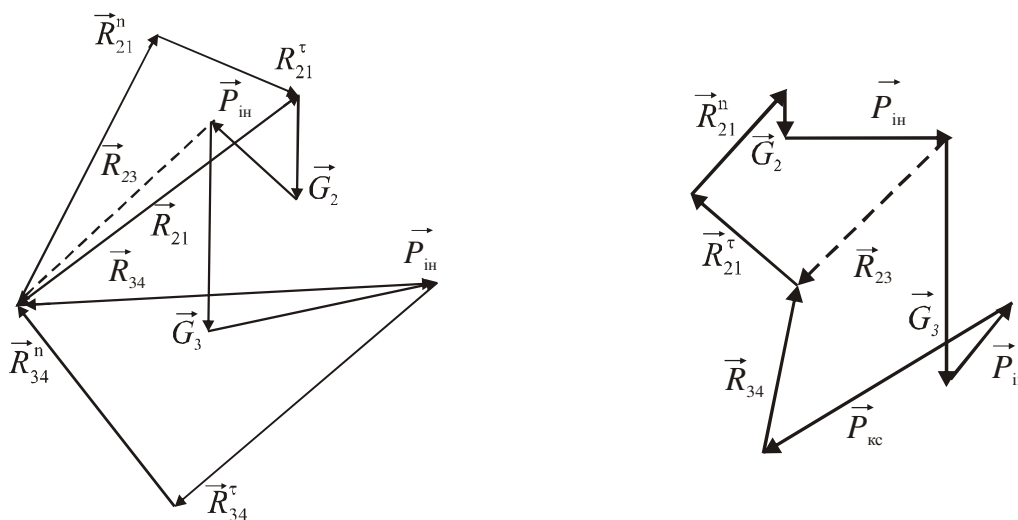


Рис. 4.2. План сил

Якщо з цього рівняння необхідно знайти дві невідомі реакції, то запишемо одну з них на початку рівняння, а другу – в кінці. Спочатку запишемо всі сили, які діють на одну ланку групи, а потім – на іншу. Всю цю суму прирівнюємо до нуля. Вибираємо масштаб побудови плану сил, знаходимо розміри сил в мм і будуємо план, який складатиме замкнутий багатокутник, його сторони мають відомий напрямок і відому довжину.

Невідомі реакції мають лише відомий напрямок (із схеми навантаження), а їх довжина знаходиться на перетині цих напрямків. Істинне значення реакцій одержуємо множенням даних довжин на масштаб побудови плану сил.

4.17. Силовий розрахунок початкової ланки. Послідовність силового розрахунку вказана в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 Послідовність силового розрахунку початкової ланки.

Схема навантаження початкової ланки	Номер етапу	Вигляд рівняння рівноваги	Невідомі сили, які визначають на етапі
<p>Рух передається через пару зубчастих коліс, одне з яких закріплене на валу початкової ланки</p>	1	$\sum M_0(\vec{F}) = 0$	$\vec{P}_{зр}$
	2	$\sum \vec{F} = 0$	\vec{R}_{10}
<p>Рух передається через муфту</p>	1	$\sum M_0(\vec{F}) = 0$	$M_{зр}$
	2	$\sum \vec{F} = 0$	\vec{R}_{10}

Рух початкової ланці передається через пару зубчастих коліс або ж через муфту.

З рівняння моментів сил $\sum M_O(\vec{F}) = 0$, тобто $R_{12}h_R - P_{yp}h_p = 0$,

де плечі сил h_R і h_p визначені вимірюванням на схемі вантаження ланки, знаходимо зрівноважуючу силу:

$$P_{зр} = \frac{R_{12} \cdot h_R}{h_p}.$$

Реакція R_{10} знаходиться з умови рівноваги початкової ланки у вигляді рівності суми сил у векторній формі (рух передається через зубчасту пару).

$$\vec{P}_{зр} + \vec{G}_1 + \vec{R}_{12} + \vec{R}_{10} = 0.$$

Це рівняння вирішується щодо невідомої \vec{R}_{10} графічним способом, а саме шляхом побудовою плану сил.

4.18. Зведення сил. При динамічному дослідженні руху механізмів зручно всі сили (моменти сил), що діють на різні ланки механізму, замінити однією силою або моментом сил, які прикладають до однієї з ланок механізму. Така сила, що заміняє всі інші, називається **зведеною силою**, момент – **зведеним моментом**, а ланка – **ланкою зведення**. Така заміна буде еквівалентною, якщо *робота (або потужність) зведеної сили (моменту сили) на деякому можливому переміщенні точки її прикладання дорівнює сумі робіт прикладених до механізму сил на тому самому переміщенні їх точок прикладання*.

$$M_z = M_p \frac{\omega_p}{\omega} + \sum P_i \frac{V_{S_i}}{\omega} \cos(P_i \wedge V_{S_i}) + \sum M_j \frac{\omega_j}{\omega},$$

тут M_p – зведений момент сил ротора електродвигуна, $Нм$; ω_p – кутова швидкість ротора електродвигуна, $1/с$; ω – кутова швидкість ланки зведення, $1/с$; P_i , M_j – активна сила або активний момент, прикладені до ланки i або j ; V_{S_i} – швидкість точки до якої прикладені сили; ω_j – кутова швидкість ланки j , до якої прикладен момент M_j , $1/с$.

4.19. Заміна реального механізму одномасовою моделлю можлива у випадку, коли механізм має одну ступінь рухомості.

4.20. Одномасова (динамічна) модель – це диск, який зв'язаний із ланкою зведення, як правило, початкову ланку механізму вибирають як ланку зведення, (рис. 4.3).

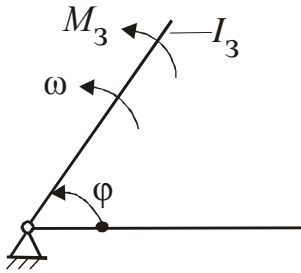


Рис. 4.3. Динамічна модель машинного агрегату

4.21. **Застосування одномасової моделі** припустимо тоді, коли жорсткість усіх ланок достатньо велика.

4.22. **Зведення мас.** У ході динамічного дослідження руху механізмів маси і моменти інерції всіх ланок зручно замінити зведеною масою або зведеним моментом інерції. При цьому необхідно, щоб кінетична енергія зведеної маси (моменту інерції) у відповідних положеннях механізму дорівнювала сумі кінетичних енергій всіх ланок цього механізму:

$$\frac{I_3 \omega^2}{2} = \sum (m_i V_{S_i}^2 + I_{S_i} \omega_i^2) / 2$$

При плоскому русі кінетична енергія ланки визначається за формулою:

$$T_{z_i} = (m_i V_{S_i}^2 + I_{S_i} \omega_i^2) / 2.$$

Кінетична енергія ланки зведення (кривошипа)

$$T_3 = \frac{I_3 \omega^2}{2}.$$

Тоді

$$I_3 = \sum \left(m_i \frac{V_{S_i}^2}{\omega^2} + I_{S_i} \frac{\omega_i^2}{\omega^2} \right).$$

4.23. **Рівняння руху механізмів.** Під цим рівнянням розуміють аналітичну залежність між швидкістю руху ланки зведення, силами і масами ланок механізму, що зводять до ланки зведення.

Рівняння руху одержують, використовуючи **теорему про зміну кінетичної енергії**, згідно з якою зміна кінетичної енергії механічної системи за будь-який проміжок часу дорівнює сумі робіт усіх прикладених сил, що діють на цю систему протягом цього ж проміжку часу:

$$T_2 - T_1 = A_{1-2}.$$

Тут T_1, T_2 – кінетична енергія всіх ланок агрегату в положеннях 1 і 2 відповідно, коли кути повороту початкової ланки рівні φ_1 і φ_2 , A_{1-2} – робота зовнішніх сил, що діють на ланки головного механізму при його русі з положення 1 у положення 2. Тоді

$$\frac{I_3 \omega^2}{2} - \frac{I_{30} \omega_0^2}{2} = \int_{\varphi_0}^{\varphi} M_3 d\varphi.$$

4.24. **Режими руху механізму:** період розбігу, період усталеного руху, період вибігу. Графічне зображення режиму руху механізму зветься тахограмою механізму (рис. 4.4).

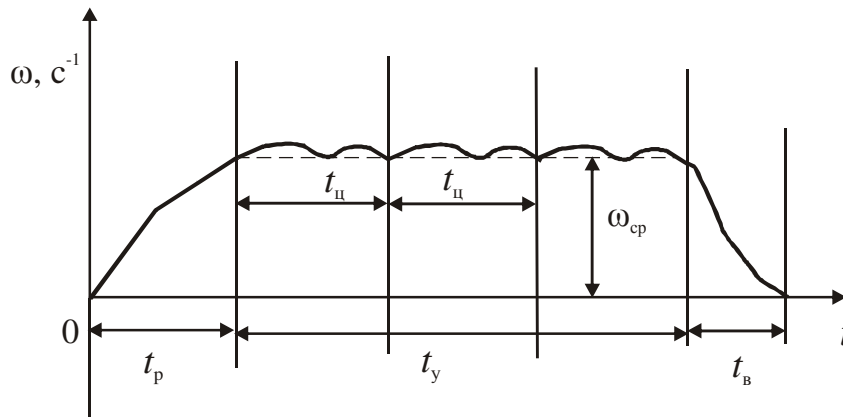


Рис. 4.5. Тахограма механізму

У період розбігу (пуску машини) швидкість руху початкової ланки зростає від нуля до деякої середньої (робочої) швидкості. В цей період руху *робота рушійних сил має бути більшою за суму робіт сил опору*.

Під час усталеного руху швидкість початкової ланки коливається навколо середнього значення, яке відповідає робочій швидкості цієї ланки. Проміжок часу, після закінчення якого положення, швидкості і прискорення початкової ланки набирають початкового значення, називають періодом зміни кінетичної енергії механізму або *циклом усталеного руху*. Під час усталеного руху механізму (машини) *робота рушійних сил за один цикл дорівнює сумі робіт сил корисного і шкідливого опорів*. У середині циклу ця рівність може не зберігатися, тому мають місце *коливання швидкості* початкових ланок механізму.

У разі вибігу машини перш за все треба зупинити подачу рушійної енергії машині, тобто відключити двигун. Кінцевим станом машини буде спокій. Отже, *припинення роботи машини буде досягнуте лише тоді, коли вся нагромаджена кінетична енергія рухомих мас буде поглинута роботою сил корисного і шкідливого опорів*.

4.25. **Механічним коефіцієнтом корисної дії (ККД)** називається відношення роботи сил корисного опорю до роботи рушійних сил за цикл усталеного руху, тобто $\eta = A_{\text{ко}} / A_{\text{р}} < 1$.

4.26. **Коефіцієнтом втрат** називається відношення роботи сил шкідливого опору до роботи рушійних сил, тобто $\psi = A_{\text{шо}}/A_p$.

4.27. Механічний коефіцієнт і коефіцієнт втрат характеризують ефективність використання енергії в машині, але не дають повної характеристики машини, оскільки, як правило, не залишаються сталими. Тому відрізняють **миттєвий і цикловий ККД**. Перший обчислюється для відповідного положення механізму, другий можна знайти як середнє значення миттєвих ККД за один цикл руху механізму.

4.28. **Дослідження руху механізмів (машин) методом Віттенбауера** (рис.4.6). Задача дослідження руху механізмів полягає у тому, щоб встановити закон руху початкової ланки, що дозволяє визначити характер зміни руху будь-якої ланки механізму. Ця задача може бути розв'язана аналітично (з використанням рівнянь руху механізму) або графічно. Одним із графічних методів є метод Віттенбауера, який базується на залежності кінетичної енергії, згідно з якою можна визначити кутову швидкість ланки зведення: $\omega_{\text{зв}} = \sqrt{2T_{\text{зв}}/J_{\text{зв}}} = \sqrt{(2\mu_T/\mu_J)tg\Psi_k}$, де μ_T , μ_J – масштаби побудови графіків кінетичної енергії і моменту інерції (рис. 4.6, д).

5. НЕРІВНОМІРНІСТЬ І РЕГУЛЮВАННЯ РУХУ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

5.1. **Задачею регулювання руху механізмів і машин** є вибір найвигідніших співвідношень між силами, масами і швидкостями ланок механізмів, які забезпечують заданий режим руху механізмів і машин, і при яких коефіцієнт нерівномірності руху не перевищував би наперед заданого значення. На практиці це досягається шляхом використання додаткових обертових мас (маховиків) або регуляторів швидкості.

5.2. **Коливання швидкості** початкових ланок за час усталеного руху бувають двох видів: *періодичні й неперіодичні*.

Періодичні коливання швидкості машин – коливання, під час яких швидкості всіх ланок машин в усіх їх положеннях мають цілком визначені цикли, після їх закінчення ці швидкості щоразу набувають своїх початкових значень.

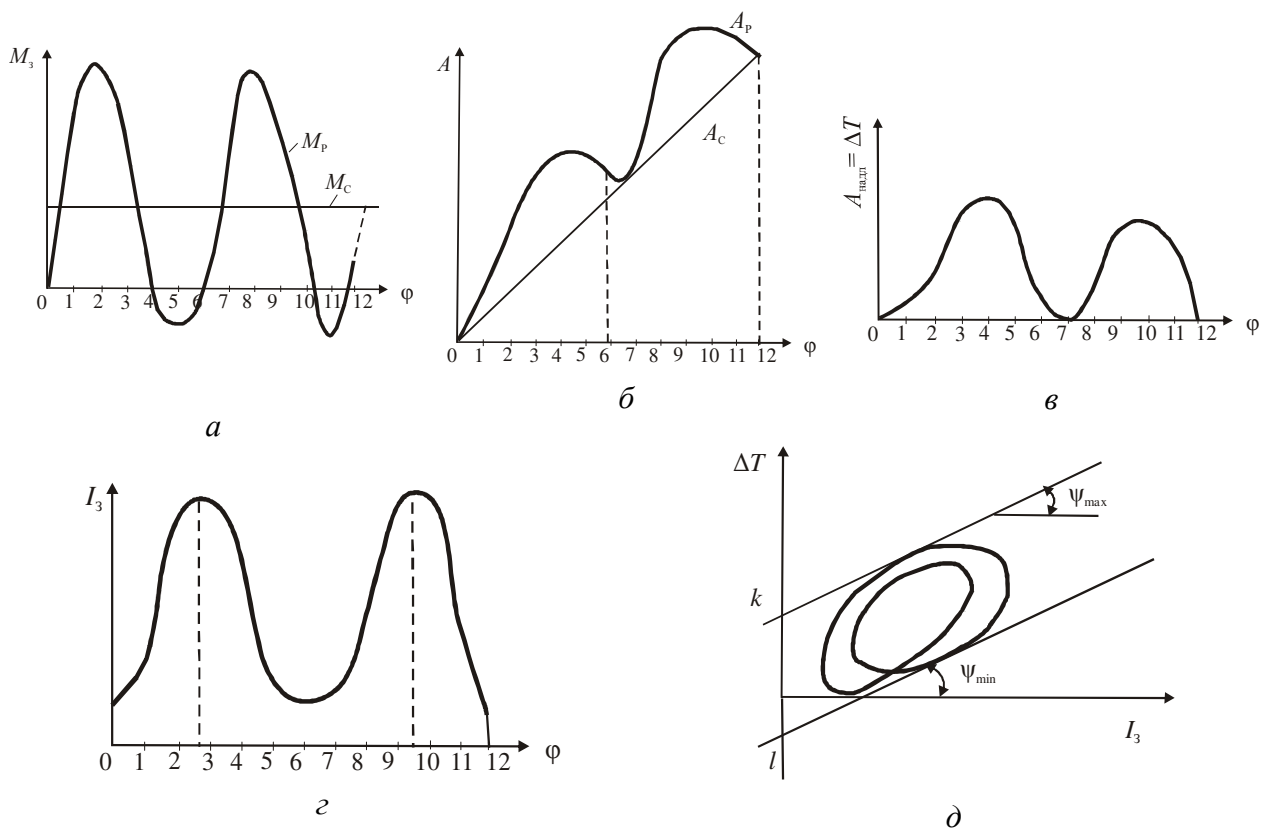


Рис. 4.6. Послідовність побудови кривої Віттенбауера: *a* – графік зміни зведеного моменту рушійних сил (M_p); *б* – графік роботи рушійних сил (A_p); *в* – графік зміни кінетичної енергії механізму (ΔT); *г* – графік зміни зведеного моменту інерції (I_3); *д* – графік зміни кінетичної енергії як функції зведеного моменту інерції (діаграма Ф. Віттенбауера)

Неперіодичні коливання швидкості машин – коливання, що не мають визначених циклів і залежать від різних причин: раптової зміни сил корисних і шкідливих опорів, включення у машину додаткових мас тощо.

5.3. Коефіцієнт нерівномірності руху δ характеризує нерівномірність руху машин і визначається так: $\delta = (\omega_{\max} - \omega_{\min}) / \omega_{\text{сер}}$, де $\omega_{\text{сер}}$ – середня швидкість руху ланки, $\omega_{\text{сер}} = (\omega_{\max} + \omega_{\min}) / 2$.

5.4. Принцип роботи маховика. Маховик в машині є акумулятором кінетичної енергії, який нагромаджує її в момент прискорення руху механізмів і віддає назад у моменти сповільнення руху машин. Така акумуляуюча роль маховика дає можливість використовувати нагромаджену ним енергію для подолання підвищення корисних навантажень без збільшення потужності двигуна, виводити механізм із мертвих положень тощо. Для зменшення коливань швидкості маховик повинен мати відповідний момент інерції. Дія маховика ефективна при короткочасних коливаннях швидкості. Для зменшення ваги і габаритів маховика його доцільно встановлювати на більш швидкохідних валах.

5.5. Принцип роботи регуляторів швидкості. Маховик не може регулювати довгочасні і неперіодичні коливання швидкості, коли немає рівності робіт рушійних сил і сил опору. У цих випадках використовують регулятори швидкості. **Завданням регулятора швидкості** є встановлення стійкого за законом зміни швидкості режиму руху механізму чи машини, що досягається **вирівнюванням різниці між зведеними рушійними силами і силами опору**.

6. ТЕРТЯ ТА ЗНОС У МАШИНАХ

6.1. **Силою тертя** називається опір, який виникає при переміщенні одного тіла відносно іншого.

6.2. Відрізняють два **види тертя**: ковзання і кочення. При **терті ковзання** одні і ті ж самі поверхні одного тіла стикаються з різними поверхнями іншого тіла. При **терті кочення** різні поверхні одного тіла послідовно стикаються з різними поверхнями іншого тіла.

6.3. **Визначення реакцій при урахуванні сил тертя** виконується методом послідовних наближень, оскільки сили тертя залежать від шуканих реакцій.

6.4. У поступальній парі має місце **сила тертя**, у обертальній парі має місце **момент тертя**. Силу тертя спрямовуємо проти відносної швидкості повзуна. Момент тертя спрямовуємо проти відносної кутової швидкості ланок, які утворюють обертальну пару.

6.5. **Силу тертя** у поступальній парі (рис. 6.1, *a*) визначаємо за формулою $|F_{ik}| = R_{ik} f_{\text{пост.парі}}$, де N_{ik} – реакція, визначена у силовому розрахунку без урахування сил тертя, $f_{\text{пост.парі}}$ – коефіцієнт тертя у поступальній парі.

6.6. **Момент тертя** у обертальній парі (рис. 6.1, *б*) визначаємо за формулою $|M_{ik}^T| = R_{ik} f_{\text{оберт.парі}} r$, де R_{ik} – реакція, визначена у силовому розрахунку без урахування сил тертя, $f_{\text{оберт.парі}}$ – коефіцієнт тертя у обертальній парі, r – радіус пальця шарніру.

Відносну кутову швидкість ланки i відносно ланки k визначають як $\omega_{ik} = \omega_i - \omega_k$. Якщо кутова швидкість ω_i більша за модулем від ω_k , то напрямком ω_{ik} збігається з напрямком ω_i (див. рис. 6.1, *б*).

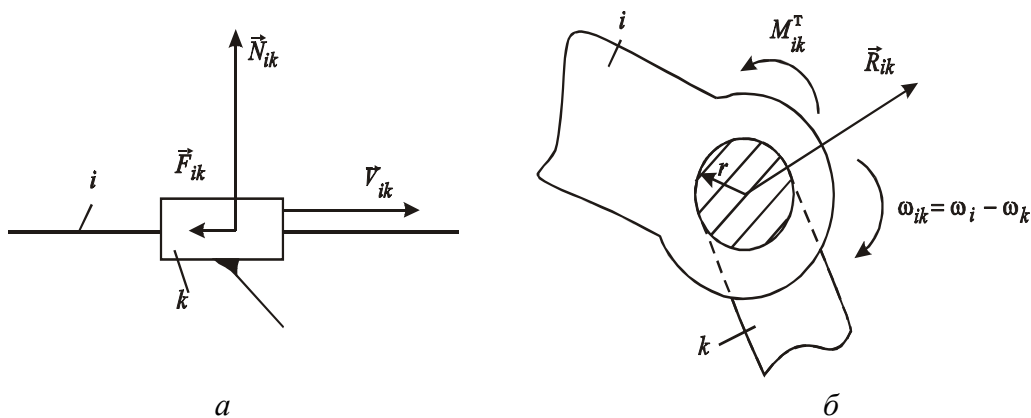


Рис. 6.1. Напрямок сил і моментів тертя

7. ЗУБЧАСТІ ПЕРЕДАЧІ

Передачами в машинах називають пристрої, які служать для передачі або перетворення механічного руху. Передачі можуть бути механічні, гідравлічні, пневматичні та електричні. **Зубчасті передачі** відносять до механічних передач. Види зубчастих передач наведені на рисунку 7.1, 7.2, 7.3.

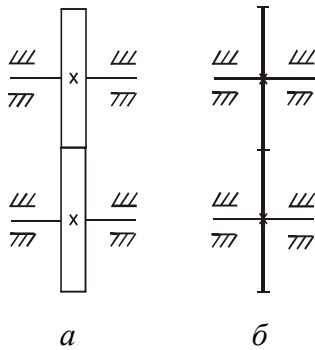


Рис. 7.1. Циліндрична передача:
а – колеса в зачепленні; б – колеса на кінематичній схемі

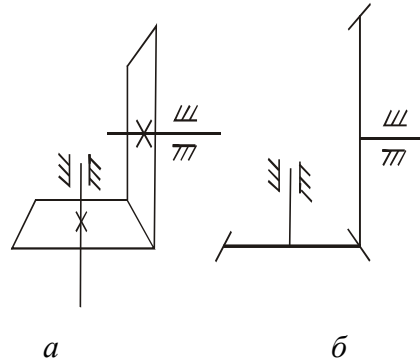


Рис.7.2. Конічна передача:
а – колеса в зачепленні;
б – колеса на кінематичній схемі

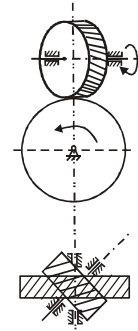


Рис.7.3.Гіперболоїдна зубчаста передача

7.1. В зубчастих передачах передача руху здійснюється механічним зачепленням зубців вхідного колеса за зубці вихідного колеса. Зубчаста передача утворює **вищу кінематичну пару**.

7.2. Зубчасте колесо з меншою кількістю зубців називається шестірнею, друге зубчасте колесо передачі – колесом.

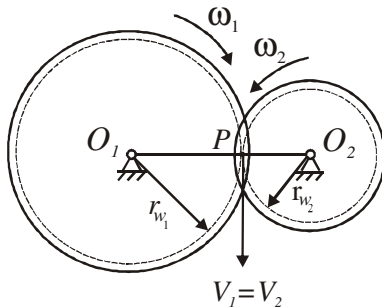


Рис. 7.4. Початкови кола

7.3. Поверхні (кола), що перекочуються одна відносно одної без ковзання, називають початковими (їх радіуси позначають r_{w_i}), точка дотику цих кіл P називається полюсом зачеплення (рис. 7.4.).

7.4. Відстань між осями обертання двох зубчастих коліс, що перебувають у зачепленні, називається міжосьовою відстанню: $a_w = r_{w_1} + r_{w_2}$.

7.5. Передаточним відношенням називається відношення кутових швидкостей двох зубчастих коліс або інші відношення:

$$i_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{n_1}{n_2} = \pm \frac{r_{w_2}}{r_{w_1}} = \pm \frac{z_2}{z_1}, \text{ де } n_i - \text{кількість обертів зубчастих коліс, } z_i -$$

кількість зубців коліс (рис. 7.5).

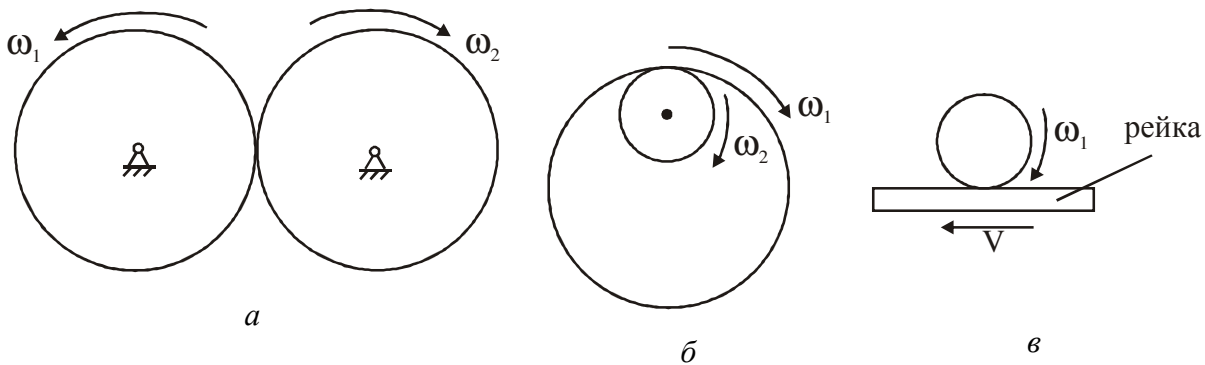


Рис. 7.5. Циліндричні передачі: *a* – зовнішнє зачеплення $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} < 0$;

б – внутрішнє зачеплення: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} > 0$;

в – рейкове зачеплення: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \infty$ або $i_{21} = 0$

7.6. Коловим кроком зубчастого зачеплення p називається відстань між однойменними точками профілів двох сусідніх зубців, що вимірюється за будь-яким колом. Щоб відрізнити значення кроку на різних колах, вказують нижні індекси, наприклад p_w .

7.7. Модулем зубчастого зачеплення називають відношення колового кроку p до числа π : $m = p/\pi$.

Модуль для одного і того ж колеса, так само як і крок, залежить від діаметра кола, до якого він відноситься.

7.8. Ділильним колом називають коло стандартного модуля. Діаметр ділильного кола $d = mz$, де m – стандартний модуль. Ділильна поверхня (коло) поділяє зубці на дві частини: ділильну ніжку і ділильну головку.

Висота ділильної ніжки $h_f = r - r_f$.

Висота ділильної головки $h_a = r_a - r$.

Повна висота зуба $h = h_f + h_a = r_a - r_f$.

Основні елементи і параметри зубчастого колеса подані на рисунку 7.6, а коліс в зачепленні – на рисунку 7.7.

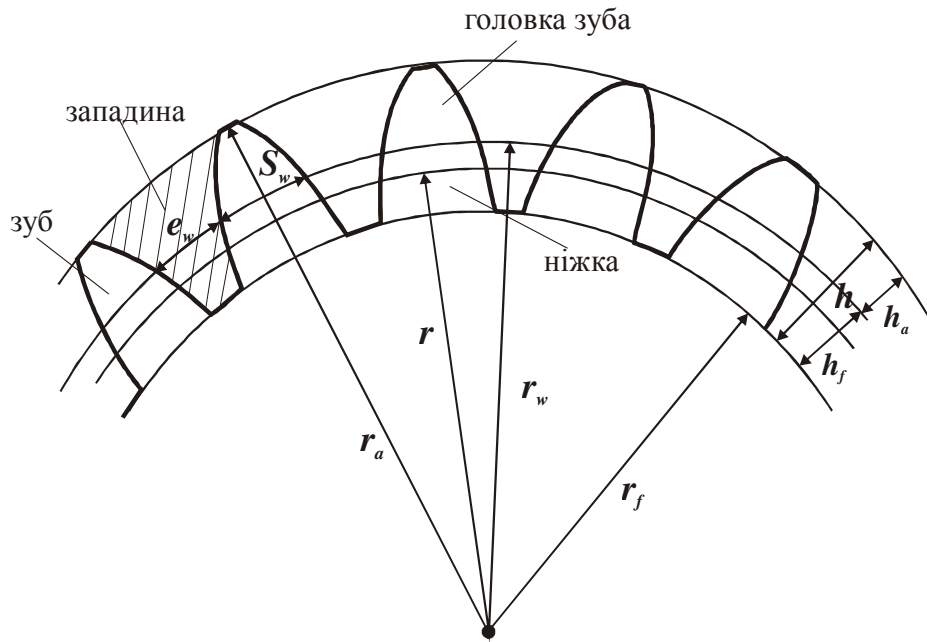


Рис. 7.6. Елементи і параметри прямозубого колеса

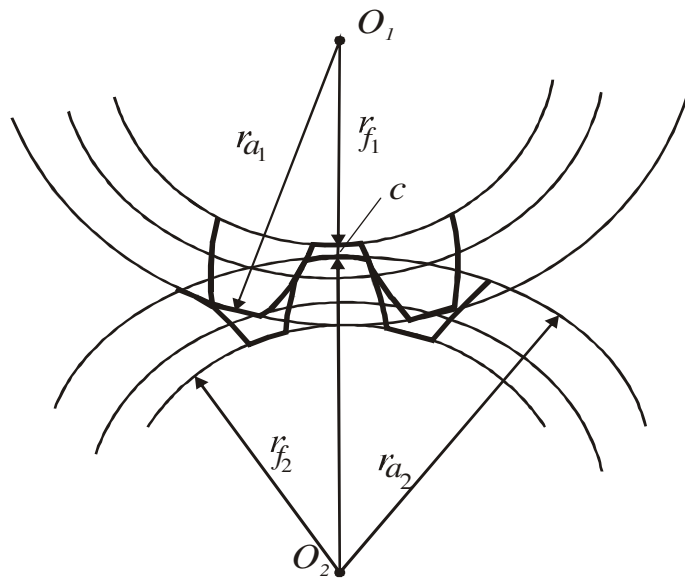


Рис. 7.7. Колеса в зачепленні

7.9. Основна теорема зачеплення (теорема Вілліса). Активні профілі зубців двох коліс повинні бути побудовані так, щоб нормаль у точці їх контакту в будь-який момент зачеплення проходила через точку P – полюс зачеплення, що ділить лінію центрів у відношенні, обернено пропорційно передаточному відношенню (рис. 7.8)

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P}.$$

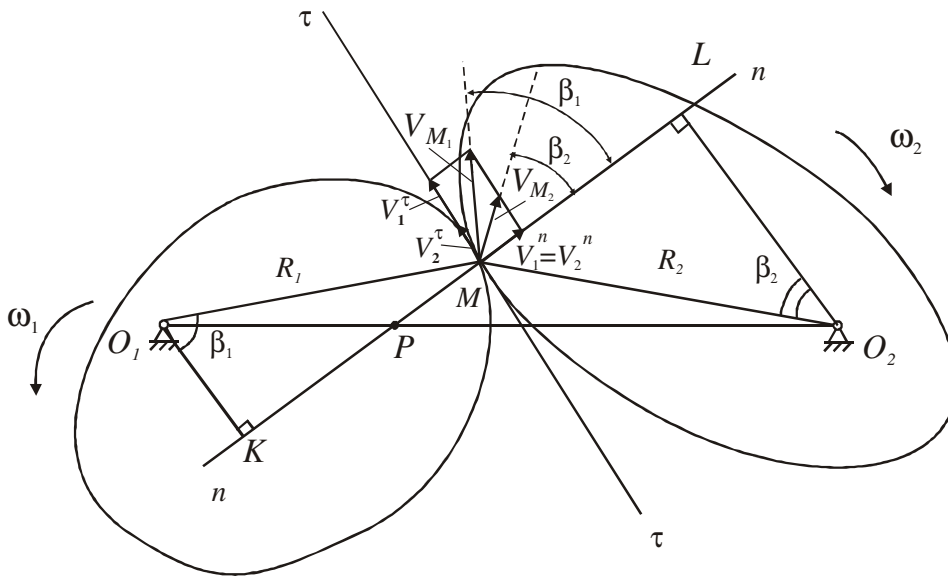


Рис. 7.8. Схема триланкового механізму з вищою кінематичною парою до основної теореми зачеплення

Теорема: загальна нормаль, проведена в точці контакту вищої пари, ділить міжцентрову відстань на відрізки, обернено пропорційні до кутових швидкостей.

7.10. **Евольвентою кола** називається траєкторія, яку описує будь-яка точка прямої лінії, що перекочується без ковзання по колу. Таке коло називається **еволютою** або **основним**, а пряма – **твірною прямою**.

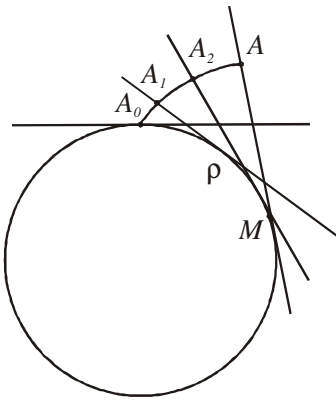


Рис. 7.9. Утворення правої гілки евольвенти

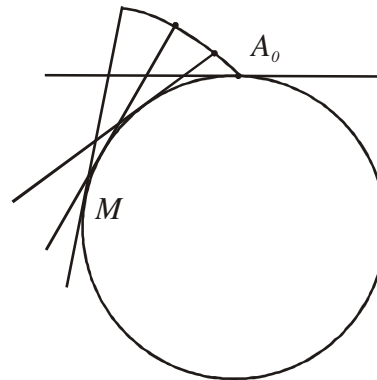


Рис. 7.10. Ліва гілка евольвенти

Властивості евольвенти (рис 7.9, рис. 7.10):

1. Пряма AM дорівнює дузі A_0M , оскільки пряму котимо без ковзання.

2. Центр кривизни евольвенти в деякій точці A лежить в точці дотику M . Радіус кривизни в цій точці $\rho = AM$ (AM – нормаль до евольвенти в точці A).

3. Від радіусу основного кола залежить вигляд евольвенти – чим більше r_b , тим більше евольвента “розпрямляється”.

4. Евольвента має ліву і праву гілки, які одержуємо, якщо котити прямою по колу в різні боки.

5. Евольвента розташовується поза основним колом.

Евольвенту кола використовують для побудови головного профілю зубців зубчастих коліс.

7.11. **Лінією зачеплення** називається геометричне місце точок дотику зубців двох коліс на нерухомій площині. В евольвентному зачепленні такою лінією є загальна нормаль до профілів зубців, що проведена через точку їх контакту. Відрізняють *теоретичну* і *практичну лінію зачеплення* (рис. 7.11).

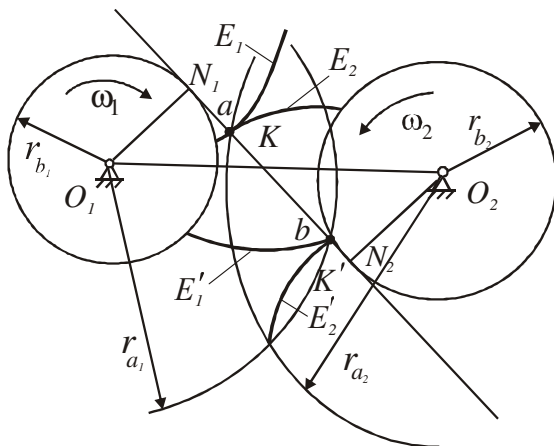


Рис. 7.11. Лінія зачеплення евольвентних зубчастих коліс

перпендикулярна до лінії центрів.

7.13. **Теоретичним вихідним контуром** називається зубчаста рейка з прямолінійним профілем.

7.14. **Кутом профілю вихідного контуру** α називається кут між бічною стороною і віссю зуба. Стандартне значення $\alpha = 20^\circ$.

7.15. **Нарізання зубчастих коліс.** Відрізняють два принципово різні методи нарізання зубчастих коліс: *копіювання* і *обкатки*.

При методі *копіювання* зубчасті колеса нарізуються інструментом, профіль якого точно збігається з профілем западини колеса, що нарізується.

Теоретична лінія зачеплення N_1N_2 – відстань між точками дотику спільної нормалі з основними колами, **практична лінія зачеплення** (ab) – частина лінії зачеплення, яка знаходиться між точками перетину її з колами вершин.

7.12. **Кутом зачеплення** α_w називається кут між лінією зачеплення і прямою, що перпендикулярна до лінії центрів.

При методі *обкатки* зубчасті колеса нарізуються інструментом, в основу якого покладено твірне колесо або рейка (рис. 7.13), бічні поверхні зубців яких мають різальні кромки. При нарізанні зубців твірному колесу або рейці і колесу, що нарізується, надають такого відносного руху, який би мали ці колеса, перебуваючи у правильному зачепленні.

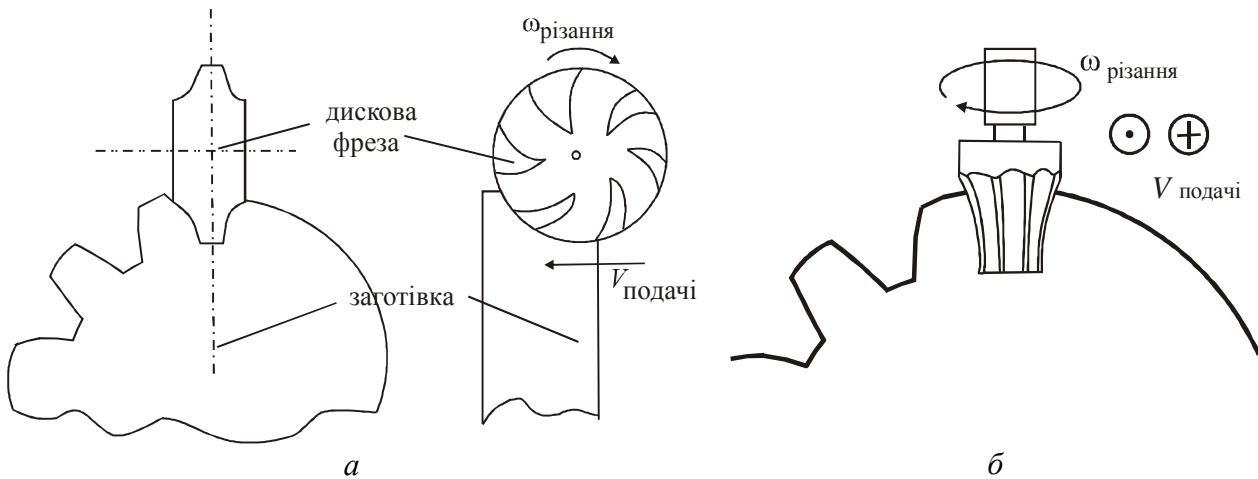


Рис. 7.12. Нарізування зубчастого колеса за методом копіювання:
а – дисковою фрезою; б – пальцевою фрезою

7.16. Зубчаста рейка – це сектор циліндричного зубчастого колеса, дільний радіус якого нескінченно великий.

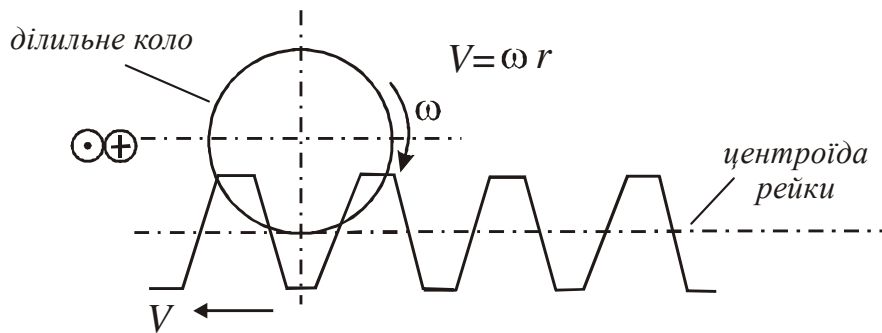


Рис. 7.13. Нарізування колеса зубчастою рейкою

7.17. Теоретичний вихідний контур – це зубчаста рейка з прямолінійним профілем (рис. 7.14).

7.18. Вихідний твірний контур – це контур зубців рейки, який ніби заповнює западини теоретичного вихідного контуру, як відливка заповнює форму.

7.19. Верстатне зачеплення – це зачеплення твірного колеса (інструменту) із заготовкою (див.рис. 7.13).

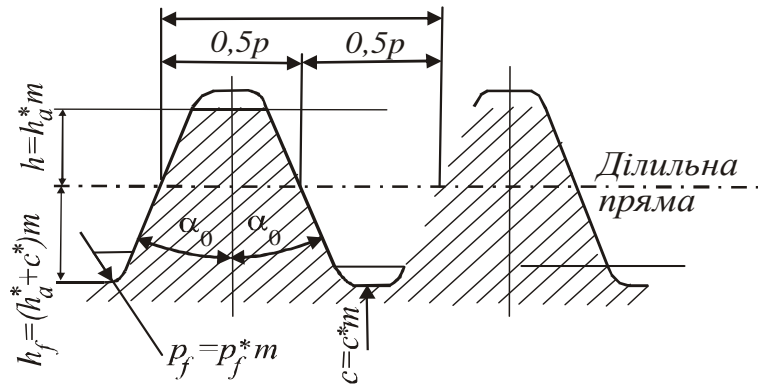


Рис. 7.14. Профіль інструментальної рейки

7.20. **Нормальне (нульове) зубчасте колесо** – це колесо без зміщення, у якому при нарізанні ділильна пряма рейки збігається з ділильним колом заготовки (рис. 7.15).

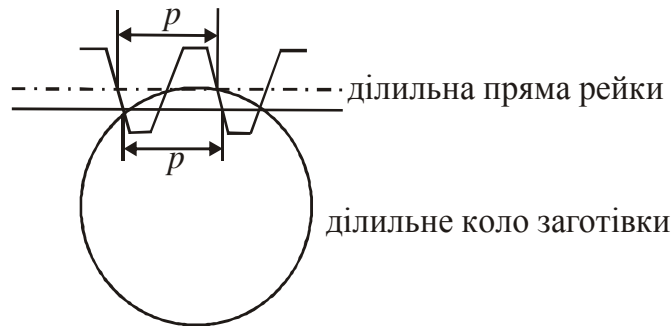


Рис. 7.15. Розташування рейки і колеса, що нарізається

7.21. При нарізанні зубчастих коліс ділильна пряма вихідного твірного контуру може бути зміщена відносно ділильного кола зубчастого колеса, що нарізається. Це зміщення, яке позначається xm називають **зміщенням вихідного твірного контуру**, де x – коефіцієнт зміщення. Зміною коефіцієнта зміщення можна керувати геометрією зуба та якісними характеристиками передачі.

7.22. **Ділильною міжосьовою відстанню** називається сума радіусів ділильних кіл зубчастих коліс: $a = r_1 + r_2$, де r_1 і r_2 – відповідно радіуси ділильних кіл шестірні 1 і колеса 2.

7.23. **Сприймальним зміщенням** tu називається різниця міжосьової відстані і ділильної: $tu = a_w - a$. **Коефіцієнт сприймального зміщення** y : $y = (a_w - a)/m$.

7.24. **Кут перекриття** ϕ_γ – це кут повороту зубчастого колеса за час контакту однієї пари зубців (рис. 7.16).

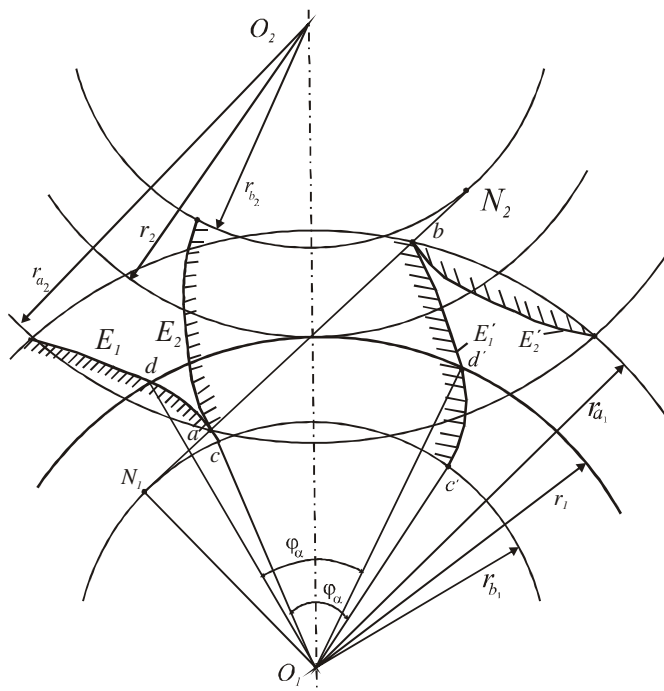


Рис. 7.16. Схема до визначення коефіцієнта перекриття

7.25. **Повним коефіцієнтом перекриття** ϵ_γ називається відношення кута перекриття до кутового кроку τ ($\tau = 2\pi/z$): $\epsilon_\gamma = \phi_y / \tau$ (рис. 7.16).

Коефіцієнт перекриття показує скільки пар зубців одночасно перебувають у зачепленні, наприклад, $\epsilon_\gamma = 1,3$ означає, що у зачепленні одночасно знаходяться одна або дві пари зубців, причому дві пари знаходяться 30 % часу зачеплення, а одна пара – 60%.

Повний коефіцієнт перекриття є сумою коефіцієнтів торцевого ϵ_α і осевого ϵ_β перекриття: $\epsilon_\gamma = \epsilon_\alpha + \epsilon_\beta$.

7.25. **Торцевим коефіцієнтом перекриття** називається відношення довжини активної лінії зачеплення до кроку евольвентного зачеплення: $\epsilon_\alpha = q_\alpha / p_\alpha$, де q_α – довжина активної лінії зачеплення, p_α – крок евольвентного зачеплення.

7.26. **Коефіцієнтом осевого перекриття** називається відношення робочої ширини зубчастого вінця до осевого кроку: $\epsilon_\beta = b_w / p_x$, де b_w – робоча ширина зубчастого вінця, p_x – осевий крок.

7.27. **Підрізання зубців** настає тоді, коли активна лінія зачеплення ab виходить за межі теоретичної лінії зачеплення NN , оскільки будь-яка точка профілю зубців, що лежить за межами лінії NN , не відповідає основній теоремі зачеплення (рис. 7.17).

Якщо кількість зубців колеса, що нарізається, менше 17, виникає **підрізання ніжки зубців** (рис. 7.18).

Щоб уникнути явища підрізання, слід змістити ріжучий інструмент від заготовки на величину зміщення $x = m * h_a^* (1 - \frac{z}{z_{\min}})$ (рис. 7.19). Разом з усунен-

ням підрізу зміщення рейки впливає на геометричні параметри зубців у цілому. Так, змінюється радіус вершин зубців r_a , товщина зубців S по ділильному колу, товщина зубців S_a по колу вершин тощо.

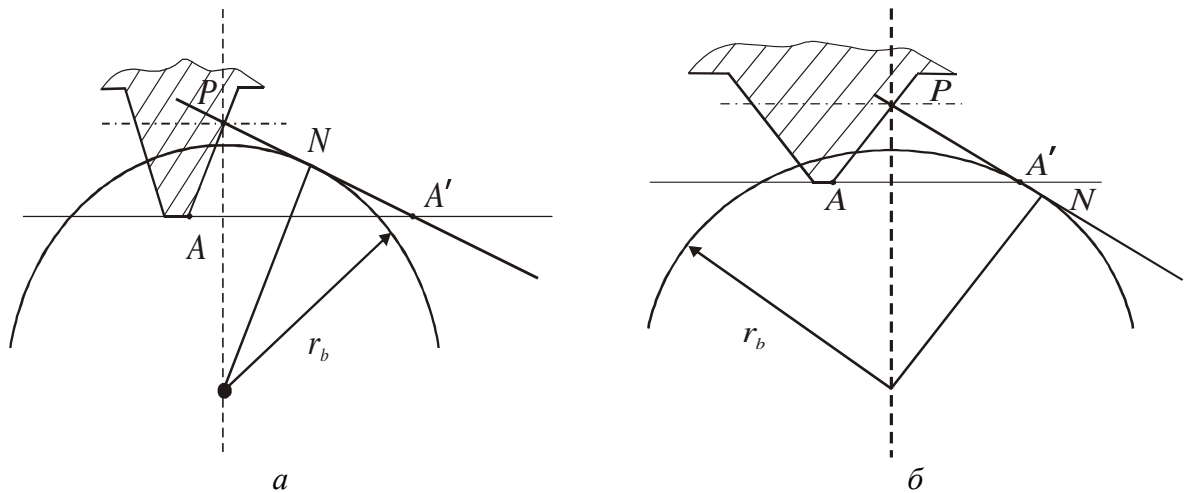


Рис.7.17. Можливі варіанти розташування заготовки і рейки: *a* – точка *A* виходить за межі теоретичної частини лінії зачеплення; *б* – точка *A* знаходиться в межах теоретичної частини лінії зачеплення

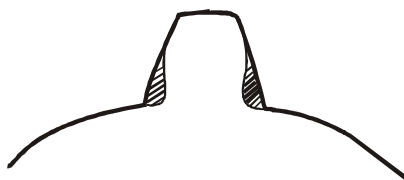


Рис. 7.18. Явище підрізування зуба

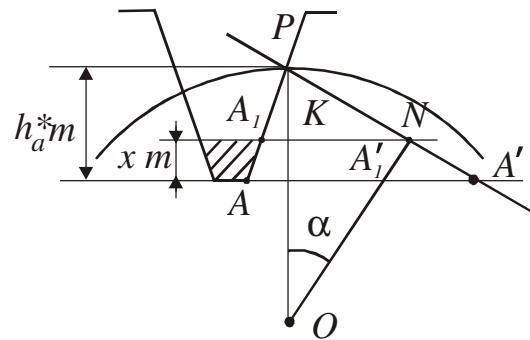


Рис. 7.19. Усування підрізування зубів методом зрушення рейки

7.28. Збільшення коефіцієнта зміщення приводить до зменшення товщини зуба по колу вершин зубців (рис. 7.20). При певному коефіцієнті зміщення, що називається максимальним, настає **загострення зуба** (ширина зуба на колі вершин $S_a = 0$). Для усунення зламу вершини загостреного зуба коефіцієнт зміщення повинен бути таким, щоб товщина S_a була не менш, ніж $0,2m$.

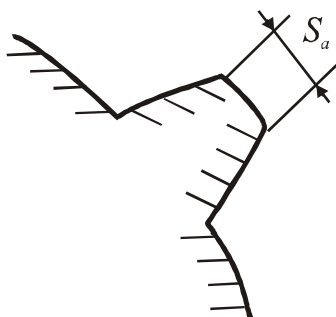


Рис.7.20. Загострення зуба для виключення скола

7.29. **Найпростіший зубчастий механізм** – це триланковий механізм, що складається з двох зубчастих колі та стояка. Такий механізм являє собою **зубчастий ступінь**. Одним зубчастим ступенем можна реалізувати не дуже велике передаточне відношення. Тому у разі необхідності одержання значно більших передаточних відношень використовують **складні зубчасті передачі**.

7.30. Передача, що використовується для зниження кутової швидкості веденого вала порівняно з кутовою швидкістю ведучого і утворюється системою взаємодіючих коліс, вміщених в єдиний корпус, називається **редуктором**.

7.31. Якщо конструкція складної зубчастої передачі дає змогу вводити до зачеплення різні пари зубчастих коліс і таким чином змінювати передаточне відношення, передачу називають **коробкою швидкостей**.

7.32. Передача, що підвищує кутову швидкість веденого вала, називається **мультиплікатором**.

7.33. Складні зубчасті механізми (багатоланкові) поділяють на два основні види:

1. Зубчасті механізми з **нерухомими осями** всіх коліс (рис. 7.21, рис.7.22). Такі передачі називають **серіями зубчастих коліс**.

2. Зубчасті механізми з **рухомими осями** (планетарні, диференціальні передачі) наведені на рисунку 7.23, 7.24.

7.34. Зубчасті механізми з нерухомими осями всіх коліс поділяють на два види: **ступінчасті** (рис. 7.21) і **паразитні** (див. рис. 7.20). У ступінчастій передачі кожне зубчасте колесо входить лише в одне зачеплення. У паразитній серії є зубчасті колеса, що входять одночасно у два або більше зачеплення.

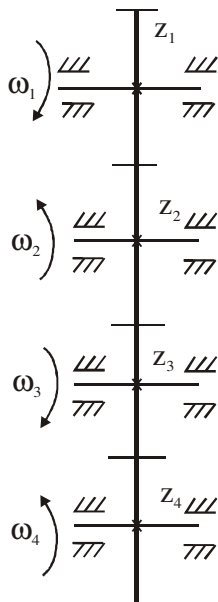


Рис. 7.21. Рядова зубчаста передача

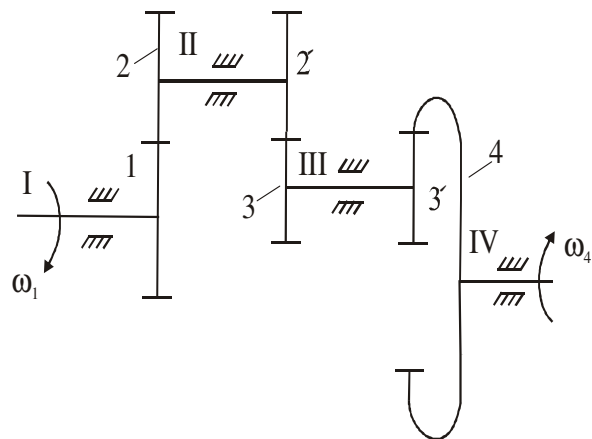


Рис. 7.22. Ступінчаста передача

7.35. **Загальне передаточне відношення серії зубчастих коліс** можна виразити через передаточні відношення окремих пар (ступенів) зубчастого

зачеплення: $i_{1n} = i_{12}i_{23}i_{34}\dots i_{(n-1)n}(-1)^k$, де i_{12} , i_{23} і т.д. – передаточні відношення окремих ступенів зубчастого механізму.

Паразитні зубчасті колеса не впливають на величину передаточного відношення, їх треба враховувати лише за умови визначення знака передаточного відношення.

7.35. **Загальне передаточне відношення серії зубчастих коліс** можна виразити через передаточні відношення окремих пар (ступенів) зубчастого зачеплення: $i_{1n} = i_{12}i_{23}i_{34}\dots i_{(n-1)n}(-1)^k$, де i_{12} , i_{23} і т.д. – передаточні відношення окремих ступенів зубчастого механізму.

Паразитні зубчасті колеса не впливають на величину передаточного відношення, їх треба враховувати лише за умови визначення знака передаточного відношення.

7.36. Зубчастий механізм, який містить хоча б одне колесо з рухомою відносно стояка віссю обертання, називається **планетарним** (рис. 7.23). У планетарному механізмі ступінь рухомості $W = 1$. Ланки планетарного механізму дістали спеціальні назви: **сателіт**, **води́ло**, **центрально́е колесо**, **опорне колесо**.

Сателіт – це зубчасте колесо з рухомою в системі стояка віссю обертання (колеса 2 і 2' на рис. 7.23, 7.24). Жорстко з'єднані між собою сателіти утворюють **блок сателітів** (ланки 2-2').

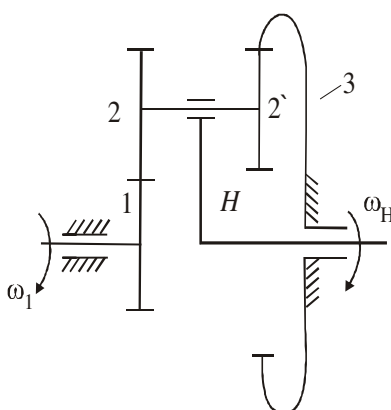


Рис. 7.23. Двоступінчастий планетарний редуктор

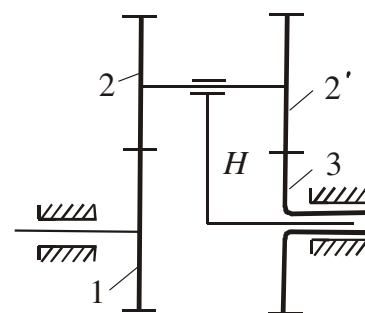


Рис. 7.24. Диференціальний механізм

Води́ло – ланка, що несе на собі підшипники сателітів (ланка H на рис. 7.23, 7.24).

Нерухома вісь, навколо якої обертається водило H , називається **основною**.

Зубчасті колеса, сполучені з сателітами, осі обертання яких збігаються з основною віссю, називаються **центральною колесами** (колеса 1 і 3). Нерухоме центральне колесо називається **опорним** (колесо 3).

7.37. У диференціальному механізмі $W = 2$ або більше.

7.38. **Передаточне відношення планетарного механізму визначається за формулою Вілліса**, яку одержують шляхом зупинки водила, надавши всім ланкам швидкість, яку має водило зі знаком “-” ($-\omega_H$). Тоді планетарний (рис. 7.25) або диференціальний механізм перетворюється у механізм (рис. 7.26) з нерухомими осями (ступінчастий або паразитний), для якого

$$i_{1H}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H} = \frac{z_2 z_3 \dots z_n}{z_1 z_2' \dots z_{(n-1)'}} (-1)^k, \text{ де } i_{1H}^{(H)} - \text{передаточне відношення зубчастого механізму при нерухомому водили } H.$$

Рис. 7.25. Двоступінчастий планетарний редуктор

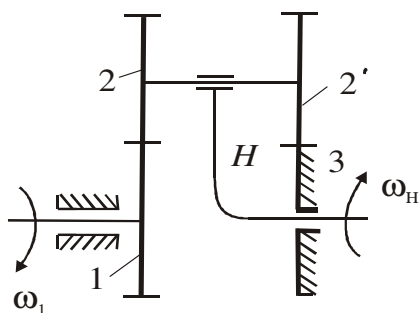


Рис. 7.25. Двоступінчастий планетарний редуктор

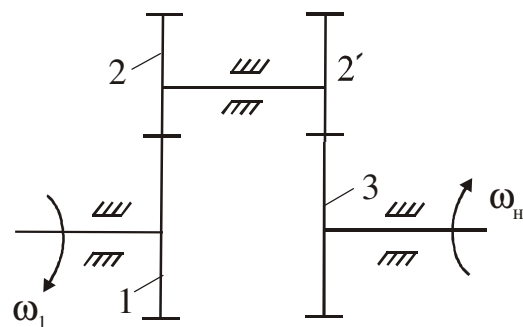


Рис. 7.26. Обернений механізм

8. КУЛАЧКОВІ МЕХАНІЗМИ

8.1. Кулачковими механізмами (КМ) називають механізми (рис. 8.1), до складу яких входить вища кінематична пара, одним з елементів якої є поверхня змінної кривизни. Ланку, якій належить елемент вищої кінематичної пари і виконаної у вигляді поверхні змінної кривизни, називають **кулачком**.

8.2. **Переваги і недоліки кулачкових механізмів.** Основна перевага: за допомогою них можна забезпечити майже будь-який закон руху вихідної ланки. Основні недоліки: 1) наявність вищої кінематичної пари, що призводить до швидкого зносу деталей стику; 2) необхідність постійного забезпечення замикання ланок, які утворюють вищу кінематичну пару.

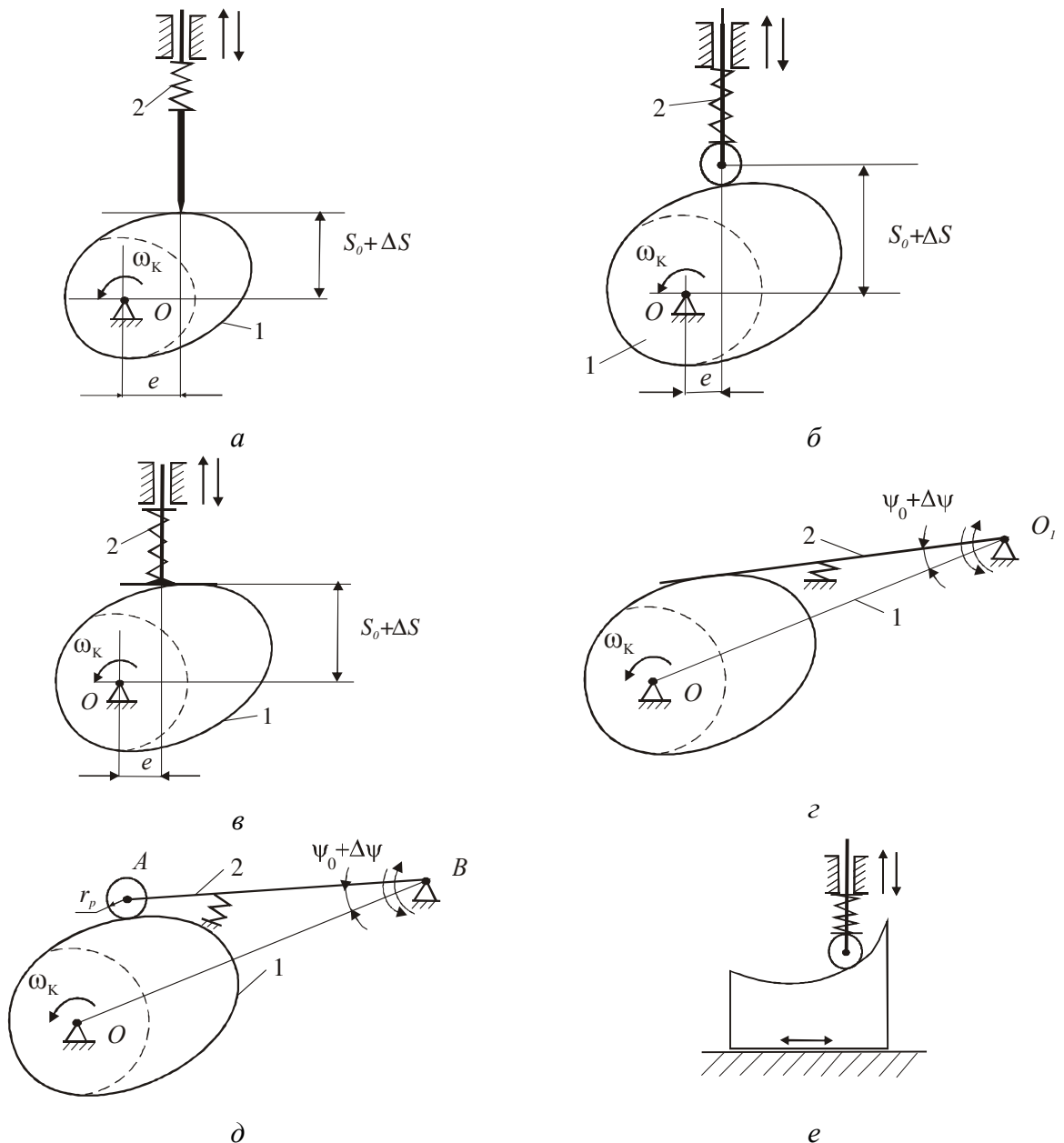


Рис. 8.1. Кулачкові механізми

8.3. Класифікація КМ. КМ бувають такими: 1) плоскими і просторовими; 2) за характером руху кулачка і вихідної ланки (кулачок: може здійснювати обертовий (рис. 8.1, *a – d*), зворотно-поступальний (рис. 8.1, *e*), коливальний або складний рух; вихідна ланка: може здійснювати зворотно-поступальний рух, тоді її називають штовхачем (рис. 8.1, *a, б, в, e*), коливальний рух, тоді її називають коромислом (рис. 8.1, *г – d*), складний, інколи обертовий рух; 3) за формою елементів вищої пари (із загостреною, плоскою, циліндричною або сферичною формою штовхача (коромисла)); 4) за розміщенням осі обертання кулачка відносно осі вихідної ланки (якщо ці осі збігаються – центральний КМ, якщо одна вісь відносно іншої розміщена на відстані – КМ з ексцентриситетом).

8.4. На кулачковому механізмі розділяють два профілі: **теоретичний (центровий)** та **дійсний (практичний)**. Ці два профілі утворюють **еквідистантні криві**. Будь-які точки двох кривих (профілів), які рівновіддалені одна від одної вздовж спільної нормалі до цих кривих, називаються еквідистантними кривими.

Центровий профіль кулачка віддалений від дійсного на величину радіуса ролика (рис. 8.2).

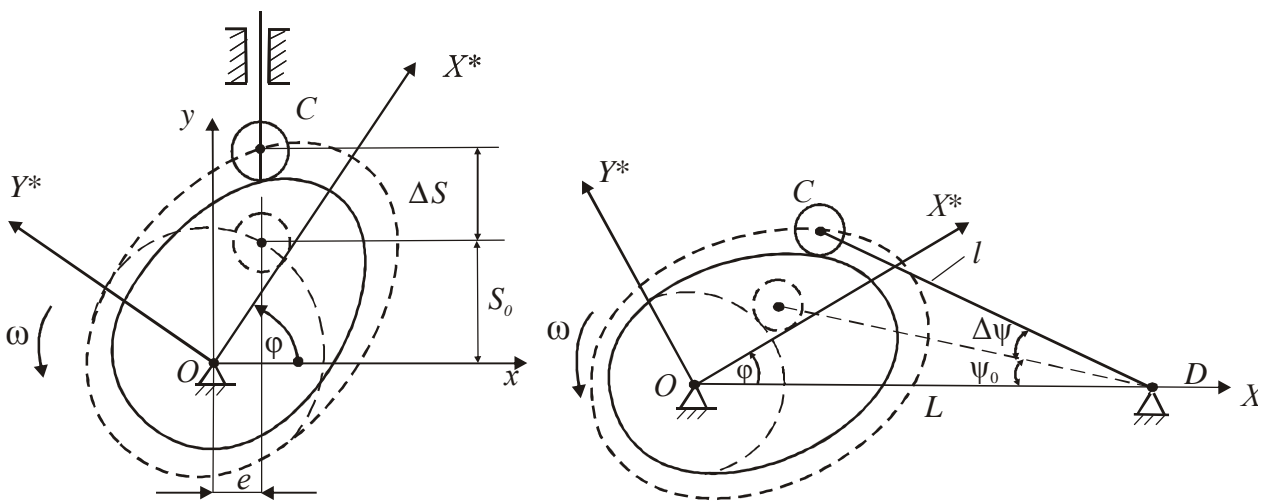


Рис.8.2. Центровий і робочий профілі кулачкових механізмів з роликівими штовхальниками

8.5. Основні параметри КМ. Центральний кут кулачка, якому відповідає певна ділянка профілю кулачка, називається **кутом профілю кулачка**. 1. Розрізняють кути **віддалення** φ_B , **дальнього стояння** $\varphi_{д.с.}$, **наближення**

φ_H , *близького стояння* $\varphi_{б.с.}$ (рис. 8.3). В центральних КМ кути профілю і фазові кути рівні між собою. 2. Коло мінімального радіусу r_0 , що утворює профіль кулачка, називається *основним*. 3. Ексцентриситет.

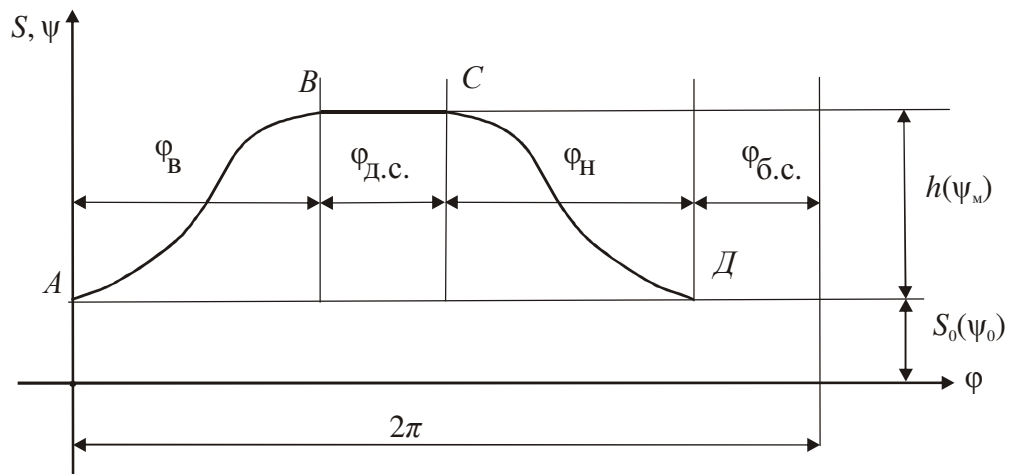
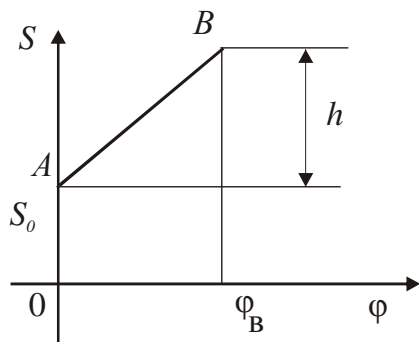


Рис 8.3. Функція положення

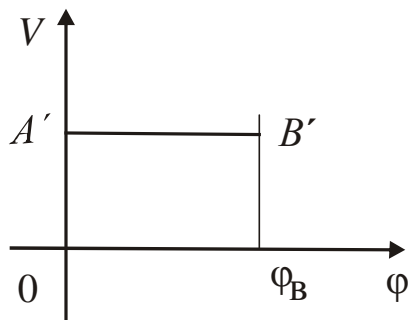
8.6. Закони руху вихідної ланки. В кулачкових механізмах закон руху частіше задають залежністю прискорення цієї ланки від часу або від кута повороту кулачка. Розрізняють три основні види законів руху вихідної ланки: безударні, з “м’якими” ударами, з “жорсткими” ударами (рис. 8.4).

Закони, в яких прискорення вихідної ланки змінюється поступово (без стрибків), є *безударними* (рис. 8.5). Закони, в яких прискорення вихідної ланки змінюються миттєво на скінченну величину, викликають “*м’які*” удари. Закони, в яких прискорення вихідної ланки змінюються миттєво на нескінченну величину, викликають “*жорсткі*” удари.

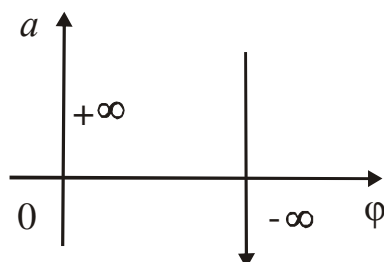
8.7. Синтез кулачкових механізмів. Задачу синтезу КМ можна розділити на два етапи. На першому етапі визначають основні розміри механізми, зокрема мінімальний радіус кулачка, величину ексцентриситету, міжосьову відстань (для коромислових КМ). Цей етап називають *динамічним синтезом*. На другому етапі необхідно за заданими законами руху кулачка і штовхача (або коромисла) побудувати профіль кулачка. Цей етап називають *кінематичним синтезом* (рис. 8.6).



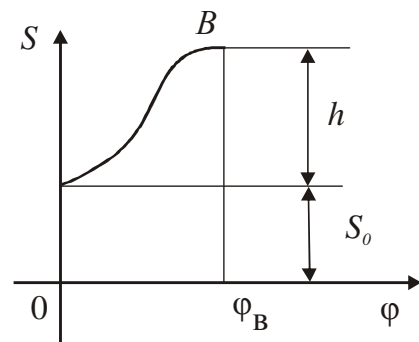
a



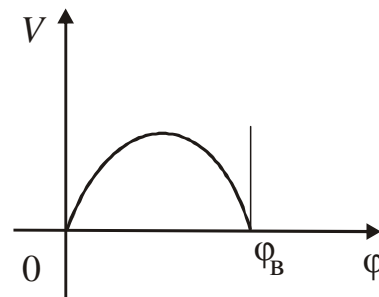
б



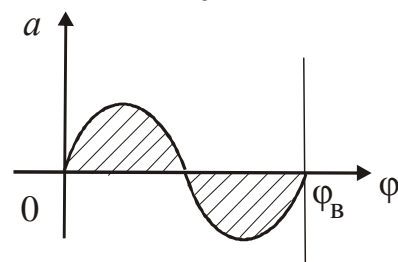
в



a



б



в

Рис. 8.4. Функція з «жорсткими» ударами

Рис. 8.5. Безударна функція

8.8. Для забезпечення нормальної роботи КМ (тобто без заклинювання ланок) необхідно вибрати такий мінімальний радіус кулачка, щоб кут тиску ϑ в будь-якому положенні механізму був меншим, ніж його допустиме значення $\vartheta_{\text{доп}}$, тобто $\vartheta_{\text{max}} \leq \vartheta_{\text{доп}}$.

Кутом тиску ϑ в КМ називається гострий кут між напрямком дії сили (реакції з боку кулачка на штовхач) і напрямком переміщення штовхача.

Кутом передачі руху μ називають гострий кут між напрямком абсолютної і відносної швидкостей штовхача (відносно профілю кулачка). Справедлива рівність $\vartheta + \mu = 90^\circ$.

У КМ з плоским штовхачем, у яких кути тиску і передачі сталі, мінімальний радіус кулачка вибирають так, щоб профіль кулачка завжди **опуклий**.

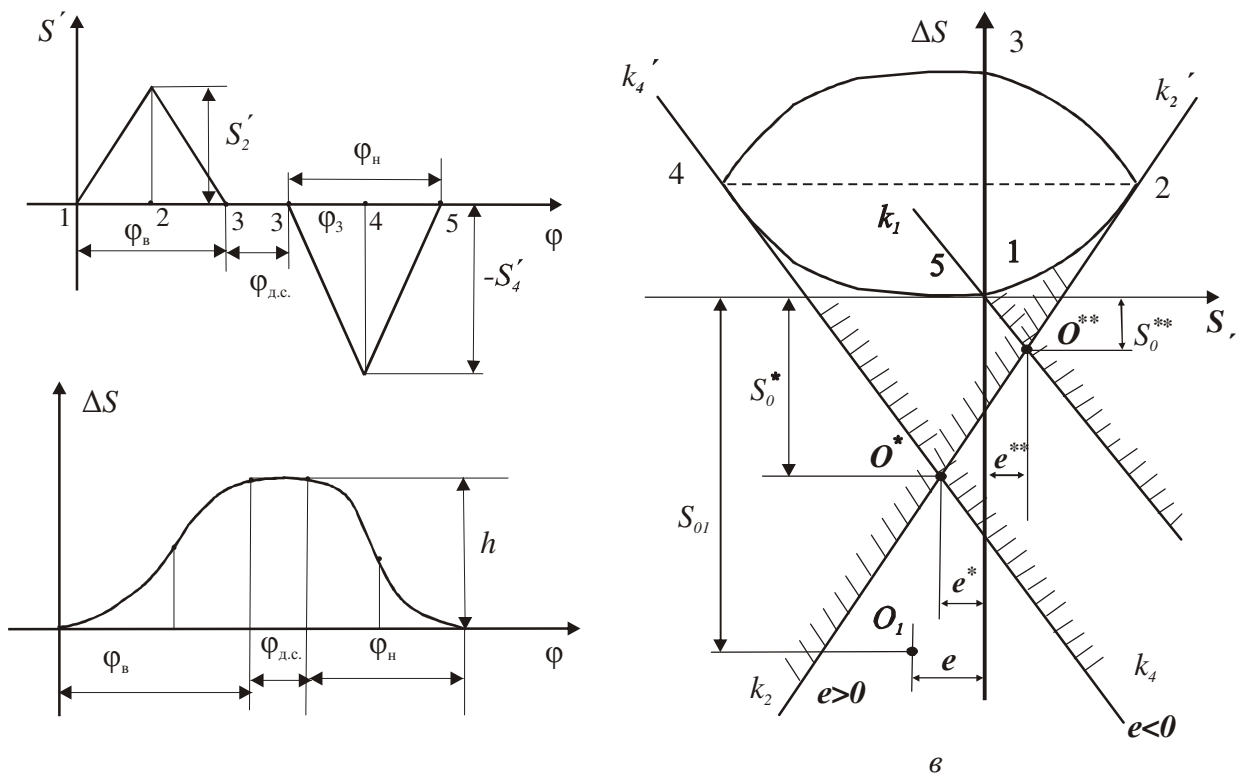


Рис. 8.6. До синтезу кулачкових механізмів типу РТ

8.9. **Самоперетин профілю кулачка** наступає тоді, коли вибраний радіус ролика більший мінімального радіуса кривизни ρ_{\min} теоретичного профілю кулачка. Рекомендується приймати радіус ролика із системи нерівностей

$$\left\{ \begin{array}{l} r_p \leq 0,8\rho_{\min} \\ r_p \leq 0,4r_0 \end{array} \right.$$

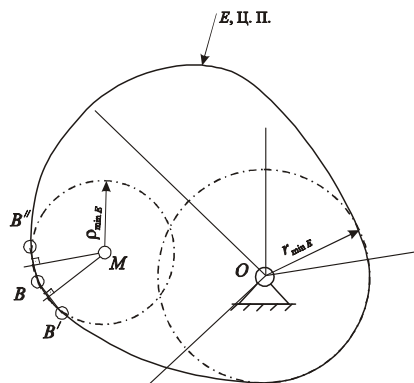


Рис. 8.7. Визначення мінімального радіуса кривизни центрального профілю

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский.– М. : Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький.– К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / К. В. Фролов, С. А. Попов и др. ; под ред. К. В. Фролова. – М. : Высш. шк., 1987. – 496 с.

Навчальне видання

Короткий довідник з курсу „Теорія механізмів і машин” для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання

Укладачі: **Кротенко** Галина Анатоліївна,
Зінченко Олена Іванівна

Відповідальний за випуск М. А. Ткачук

Роботу до видання рекомендував В. К. Белов

Редактор В. В. Полянська

План 2010 р., п. 75 /

Підп. до друку	Формат 60x84 1/16.	Папір друк. №2.
Друк – ризографія.	Гарнітура TimesNewRoman.	Ум. друк. арк. 2,0.
Обл. – вид. арк. 2,25.	Наклад 50 прим.	Зам. № Ціна договірна

Видавничий центр НТУ „ХПІ”.
Свідоцтво про державну реєстрацію ДК №3657 від 24.12.2009 р.
61002 Харків, вул. Фрунзе, 21.

Друкарня НТУ „ХПІ”.
61002, Харків, вул. Фрунзе, 21