



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ
ТА СПОРТУ УКРАЇНИ

УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

В.І. Мороз, О.В. Братченко, А.В. Павшенко

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

**Дослідження та проектування механізмів
типових технічних засобів залізничного транспорту**

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та
спорту України як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів*

Харків 2013

УДК 621.01
ББК 34.42
М 80

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки, молоді та спорту
України як навчальний посібник для студентів вищих навчальних
закладів (№ 1/11-18615 від 03.12.12 р.)*

Рецензенти:

Ткачук М.А., д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри «Теорія і системи автоматизованого проектування механізмів і машин» Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут»;
Тимофєєва Л.А., д-р техн. наук, професор, директор ДП «Харківський орган сертифікації залізничного транспорту»

Мороз В.І., Братченко О.В., Павшенко А.В.

М 80 Теорія механізмів і машин: дослідження та проектування механізмів типових технічних засобів залізничного транспорту: Навч. посібник. – Харків: УкрДАЗТ, 2013. – 156 с., табл. 2, рис. 51.

ISBN 978-966-2033-96-0

Містить модульну структуру теоретичного курсу дисципліни «Теорія механізмів і машин», а також матеріали, в яких висвітлюються сучасні методи дослідження та проектування механізмів типових технічних засобів залізничного транспорту.

Призначається для студентів, а також аспірантів інженерно-транспортних спеціальностей вищих навчальних закладів.

УДК 621.01
ББК 34.42

ISBN 978-966-2033-96-0

© Українська державна академія
залізничного транспорту, 2013.

Навчальний посібник

**Мороз Володимир Ілліч,
Братченко Олександр Васильович,
Павшенко Андрій Васильович**

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Дослідження та проектування механізмів
типових технічних засобів залізничного транспорту

Відповідальний за випуск Павшенко А.В.

Редактор Ібрагімова Н.В.

Підписано до друку 12.07.11 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.
Умовн.-друк.арк. 4,0. Тираж 300. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія
залізничного транспорту,
61050, Харків-50, майдан Фейсрбаха, 7.
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

В.І. Мороз, О.В. Братченко, А.В. Павшенко

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

**Дослідження та проектування механізмів
типових технічних засобів залізничного транспорту**

Навчальний посібник

Харків 2013

ЗМІСТ

Перелік основних скорочень і позначень	5
Передмова.....	7
1. Структура теоретичного курсу і методичні поради до вивчення дисципліни “Теорія механізмів і машин»...	9
2. Основні визначення дисципліни «Теорія механізмів і машин».....	14
3. Сучасні підходи до проведення структурного аналізу механізмів.....	16
3.1. Класифікація кінематичних пар	16
3.2. Кінематичні ланцюги і з’єднання	20
3.3. Структурні формули механізмів	22
3.4. Класифікація механізмів за структурними ознаками	25
3.5. Особливості складання замінних механізмів при дослідженні механізмів з вищими кінематичними парами	29
3.6. Загальна методика виконання структурного аналізу механізмів	31
3.7. Основи проектування раціональних механізмів	34
3.8. Приклади оптимізації структури механізмів технічних засобів залізничного транспорту.....	36
4. Сучасні методи розрахунку кінематичних параметрів руху механізмів	46
4.1. Аналітичні методи кінематичного аналізу механізмів.....	48
4.2. Особливості кінематичного аналізу важільних механізмів технічних засобів залізничного транспорту.....	52
5. Основи проектування механізмів з вищими кінематичними парами.....	63
5.1. Зубчаті передачі	63
5.1.1. Загальні відомості	63
5.1.2. Класифікація зубчатих передач	65
5.1.3. Методи дослідження кінематики плоских механізмів з вищими кінематичними парами.	
Основна теорема плоского зачеплення.....	70

5.1.4. Спряжені профілі. Евольвента кола. Властивості евольвенти	74
5.1.5. Основні елементи та геометричні параметри циліндричних зубчатих коліс з евольвентними профілями зубців	76
5.1.6. Основні властивості евольвентного зачеплення та елементи евольвентної зубчатої передачі.....	80
5.1.7. Якісні показники зубчатих передач	84
5.1.8. Методи виготовлення зубчатих коліс	89
5.1.9. Рейковий вихідний твірний контур. Рейкове верстатне зачеплення. Зміщення зубонарізного інструменту при виготовленні зубчатих коліс.....	92
5.1.10. Порядок геометричного розрахунку евольвентної циліндричної зубчатої передачі з прямозубими колесами	97
5.1.11. Підрізання та загострення зубців. Інтерференція зубців	100
5.1.12. Вибір розрахункових коефіцієнтів зміщення	104
5.2. Багатоланкові зубчаті механізми	108
5.2.1. Багатоланкові зубчаті механізми з нерухомими осями зубчатих коліс	108
5.2.2. Багатоланкові зубчато-важільні механізми	110
5.3. Кулачкові механізми	114
5.3.1. Загальні відомості	114
5.3.2. Основні типи кулачкових механізмів	115
5.3.3. Замкнення в кулачкових механізмах	118
5.3.4. Основні параметри кулачкових механізмів	119
5.3.5. Урахування кутів тиску кулачка на штовхач при проектуванні кулачкових механізмів	122
5.3.6. Удари в кулачкових механізмах	125
5.3.7. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів ...	127
5.3.8. Сучасні підходи до проектування кулачкових механізмів	132
6. Приклади тестових завдань для контролю та самоконтролю знань з дисципліни «Теорія механізмів і машин».....	141
Бібліографічний список.....	153
Предметний покажчик.....	154

Перелік основних скорочень і позначень

БЗМ – багатоланковий зубчатий механізм
ДВЗ – двигун внутрішнього згоряння
ЕПМ – електропневматичний модуль
ЗМ – змістовний модуль
ЗП – зубчата передача
ІР – індивідуальна робота
КЛ – кінематичний ланцюг
КМ – кулачковий механізм
КП – кінематична пара
КПр – курсовий проект
КШМ – кривошипно-шатунний механізм
ЛП – лабораторний практикум
МК – поточний модульний контроль знань студентів
РЧО – регулятор частоти обертів
СГ – структурна група
СК – семестровий контроль знань студентів
ТМ – тематичний модуль
УММ – узагальнена математична модель
ФК – форма контролю знань студентів
 W – число ступенів рухомості механізму
 $W_{осн}$ – основна рухомість кінематичного ланцюга
 $W_{місц}$ – місцева рухомість кінематичного ланцюга
 p_i – число кінематичних пар i -го класу
 q – число надлишкових зв'язків кінематичного ланцюга
 S – лінійне переміщення
 v – лінійна швидкість
 a – лінійне прискорення
 ω_1 – кутова швидкість початкової ланки (кулачка КМГР, кривошипа КШМ)
 v_q – аналог лінійної швидкості ланки
 a_q – аналог лінійного прискорення ланки
 φ – кутове переміщення
 ω – кутова швидкість
 ε – кутове прискорення
 ω_q – аналог кутової швидкості ланки
 ε_{qi} – аналог кутового прискорення ланки
 i – передаточне відношення зубчатої передачі
 a_w – міжосьова відстань зубчатої передачі

r_w – радіус початкового кола зубчатого колеса
 z – число зубців зубчатого колеса
 p_w – початковий крок зубчатого колеса
 u – передаточне число зубчатої передачі
 θ – евольвентний кут
 α_y – кут профілю евольвенти в розглянутій точці y
 $inv\alpha_y$ – інволюта кута α_y
 m – ділительний модуль зубців
 r_a – радіус кола вершин
 r_f – радіус кола западин
 r_b – радіус основного кола
 r – радіус ділительного кола
 α – стандартний кут профілю
 h_a – висота ділительної головки зуба
 h_f – висота ділительної ніжки зуба
 c – величина радіального зазору
 τ – кутовий крок зубчатого колеса
 l_w – довжина початкової дуги зачеплення
 φ_α – кут перекриття
 ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття
 ε_β – осьовий коефіцієнт перекриття
 λ – коефіцієнт питомих ковзань
 ν – коефіцієнт питомого тиску
 h_a^* – коефіцієнт висоти головки зубців
 c^* – коефіцієнт радіального зазору
 x – коефіцієнт зміщення зубонарізного інструменту
 $\varphi_{\hat{a}}$ – кут віддалення
 $\varphi_{\hat{i}}$ – кут наближення
 $\varphi_{\hat{a}\hat{a}}$ – кут дальнього вистою
 $\varphi_{\hat{a}\hat{a}}$ – кут ближнього вистою
 β – кут тиску кулачка на штовхач
 r_0 – радіус початкового кола робочого профілю кулачка
 R_0 – радіус початкового кола теоретичного профілю кулачка
 S_{max} – максимальне переміщення штовхача
 $\varphi_{\hat{a}}$ – кут дії кулачка
 h_{max} – максимальне переміщення клапана
 S_0 – величина теплового зазору в кулачковому механізмі газорозподілу
 ρ – радіус ролика штовхача

Передмова

Важливу роль у забезпеченні загальноінженерної підготовки фахівців залізничного транспорту відіграє вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин» (ТММ). У відповідності з діючими робочими планами підготовки студентів за спеціальностями «Рухомий склад та спеціальна техніка залізничного транспорту» і «Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання» вона вивчається на 2 – 3 курсах і охоплює всі види занять (лекційні, лабораторні, практичні заняття та виконання курсового проекту).

Основною метою вивчення цієї дисципліни є набуття теоретичних знань з основ побудови, методів аналізу та синтезу сучасних механізмів і машин, які використовуються на залізничному транспорті.

Базою для засвоєння ТММ є набуті студентами раніше знання з вищої математики, фізики, інженерної графіки, теоретичної механіки і обчислювальної техніки.

Суттєва роль у поглибленому вивчанні дисципліни відводиться цілеспрямованій самостійній роботі студентів. Для підвищення її ефективності на кафедрі «Механіка і проектування машин» Української державної академії залізничного транспорту сформований відповідний навчально-методичний пакет, який на цей час містить опорні конспекти лекцій, а також методичне забезпечення до виконання лабораторного практикуму й основних розділів курсового проекту. Разом з тим виникла необхідність видання і використання студентами навчального посібника «Теорія механізмів і машин», який відповідає вимогам функціонування кредитно-модульної системи навчання.

У посібнику міститься узагальнений розгляд модульної структури теоретичного курсу дисципліни ТММ, а також рекомендації та довідково-допоміжні матеріали для його самостійного вивчення.

Багаторічний досвід викладання цієї дисципліни обґрунтував доцільність додаткового висвітлення в посібнику важливих для підготовки спеціалістів транспорту тематичних модулів, в яких на сучасному рівні розглядаються основи проектування раціональних механізмів, аналітичні методи

кінематичного аналізу важільних механізмів (для технічних засобів залізничного транспорту), а також нові підходи до проектування механізмів з вищими кінематичними парами. Представлений теоретичний матеріал доповнюється прикладами проектування та дослідження елементів конструкції рухомого складу залізниць.

Висловлюємо подяку шановним рецензентам – доктору технічних наук, професору Ткачуку Миколі Анатолійовичу і доктору технічних наук, професору Тимофеевій Ларисі Андріївні. Автори також вдячні усім, хто сприяв підготовці і виданню цього навчального посібника.

Зауваження і побажання щодо покращення навчального посібника просимо надсилати за адресою: 61050, Харків, майдан Фейєрбаха, 7, Українська державна академія залізничного транспорту, кафедра «Механіка і проектування машин».

1. Структура теоретичного курсу і методичні поради до вивчення дисципліни «Теорія механізмів і машин»

Представлені методичні поради узагальнюють багаторічний досвід викладання дисципліни ТММ на кафедрі «Механіка і проектування машин» УкрДАЗТ і спрямовані на підвищення ефективності самостійної роботи при засвоєнні теоретичного курсу. Їх основним елементом є наведена нижче послідовність, яка дає повне уявлення про обсяг, основні і додаткові розділи курсу, можливість проробки теоретичних питань у рамках курсового проектування (КПр), лабораторного практикуму (ЛП) або індивідуальної роботи (ІР) під керівництвом викладача, а також формах контролю знань (ФК), що використовуються в навчальному процесі кафедри. Так, щодо відповідних розділів, виділені рубежі проведення поточного модульного контролю знань (МК), прийом ЛП, захист КПр, іспит (залік) з курсу. Оцінювання кожного змістовного модуля за прийнятою в УкрДАЗТ системою проводиться на підставі результатів контролю знань з теоретичного курсу, виконання запланованого обсягу лабораторного практикуму і курсового проекту з урахуванням активності роботи студента на заняттях. Підсумкова оцінка знань за семестровим контролем (залік або іспит) виставляється з урахуванням результатів поточних модульних контролів. При цьому слід зазначити, що з метою підвищення оцінки студент має можливість скласти іспит (залік) за теоретичним курсом.

Нижче подано рекомендовану послідовність вивчення курсу ТММ, який з урахуванням 162 годин загального обсягу часу з дисципліни згідно з ціною кредиту ECTS розділено на 3 змістовні модулі. Змістовні модулі у свою чергу структурно поділені на 8 тематичних модулів.

Змістовний модуль 1

Вступ. Історичні відомості про ТММ. Значення курсу ТММ для підготовки фахівців залізничного транспорту. Зв'язок науки «Теорія механізмів і машин» із загальнотеоретичними і

спеціальними дисциплінами (за профілем спеціальності). Основні поняття ТММ. Машина. Класифікація машин (енергетичні, робочі, інформаційні машини). Машинний агрегат. Машина-автомат. Автоматичні лінії. Механізм як основний елемент механічної системи машини.

Тематичний модуль 1: «Основи побудови механізмів». Задачі структурного аналізу механізмів. Поняття «механізм». Основні елементи механізмів – ланки, кінематичні пари, кінематичні ланцюги та їх класифікація. Початкові ланки. Структурні формули кінематичних ланцюгів (ФК - ЛП, КПр). Класифікація механізмів за структурними ознаками. Методи виявлення та усунення надлишкових зв'язків у механізмах. Основи проектування раціональних механізмів – методи виявлення та усунення надлишкових зв'язків (на основі аналізу рухомостей в незалежних контурах). Використання формул О.П. Малишева, О.Г. Озола, Х.І. Гофмана. Приклади усунення надлишкових зв'язків у механізмах транспортних технічних засобів. Особливості складання замінних механізмів при дослідженні механізмів з вищими кінематичними парами.

Тематичний модуль 2: «Сучасні методи розрахунку кінематичних параметрів руху механізмів». Задачі кінематичного дослідження механізмів і особливості його проведення. Кінематичні передаточні функції та відношення (аналоги лінійних і кутових швидкостей та прискорень ланок механізмів). Огляд сучасних методів кінематичного аналізу механізмів – графічні, графоаналітичні і аналітичні методи кінематичного аналізу механізмів, їх порівняльна оцінка.

Використання методу проекцій замкнутого векторного контуру на координатні осі в дослідженнях кінематики ланок важільних механізмів транспортних технічних засобів.

Особливості використання методу перетворення координат при кінематичних дослідженнях просторових механізмів з нижчими кінематичними парами (ФК - ЛП, КПр).

Тематичний модуль 3: «Методи розрахунку силових параметрів руху механізмів». Задачі проведення силового аналізу

механізмів. Класифікація сил, що діють у механізмах. Визначення інерційних навантажень у відповідності з видами руху, що здійснюють ланки механізмів. Особливості урахування реакцій у кінематичних парах плоских кінематичних ланцюгів.

Статично визначені кінематичні ланцюги. Використання принципу Даламбера та аксіоми зв'язків у силовому розрахунку механізмів методом планів сил. Зрівноважувальна сила (момент). Використання теореми М.Є. Жуковського в силовому розрахунку механізмів.

Приклад проведення силового розрахунку механізму 2-го класу. (ФК – КПр, МК).

Змістовний модуль 2

Тематичний модуль 4: “Механізми для передачі безперервного обертального руху”. Застосування механізмів з вищими кінематичними парами в транспортних технічних засобах. Фрикційні механізми. Зубчаті механізми (передачі). Передаточне відношення зубчатої передачі. Класифікація зубчатих механізмів.

Методи дослідження кінематики плоских механізмів з вищими кінематичними парами. Основна теорема плоского зачеплення. Спряжені профілі. Основні елементи і геометричні параметри циліндричних зубчатих коліс з евольвентними профілями зубців (ФК-ЛП, КПр). Основні властивості евольвентного зачеплення та елементи евольвентної зубчатої передачі. Якісні показники зубчатих передач.

Сучасні методи виготовлення зубчатих коліс. Рейковий вихідний твірний контур. Рейкове верстатне зачеплення. Зміщення зубонарізного інструменту при виготовленні зубчатих коліс. Підрізання та загострення зубців. Системи вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення. Порядок геометричного розрахунку евольвентної циліндричної зубчатої передачі з прямозубими колесами (ФК - ЛП, КПр).

Багатоланкові зубчаті механізми. Їх класифікація. Кінематичне дослідження багатоланкових зубчатих механізмів з нерухомими осями коліс. Багатоланкові зубчато-важільні

механізми – призначення, устрій, особливості кінематичного дослідження.

Тематичний модуль 5: «Механізми машин-автоматів. Кулачкові механізми». Особливості проектування механізмів машин-автоматів. Управління від копіїв.

Кулачкові механізми. Загальні відомості. Основні типи кулачкових механізмів і штовхачів. Замкнення в кулачкових механізмах. Основні параметри кулачкових механізмів. Урахування кутів тиску кулачка на штовхач при проектуванні кулачкових механізмів. Удари в кулачкових механізмах. Методи проведення кінематичного аналізу кулачкових механізмів. Сучасні підходи до синтезу робочих профілів кулачків механізмів приводу клапанів сучасних двигунів (ФК – ЛП, КПр, МК).

Змістовний модуль 3

Тематичний модуль 6: “Дослідження руху машин і механізмів під дією заданих сил”. Задачі динамічного дослідження механізмів і машин. Сучасні підходи до проведення динамічних досліджень. Динамічні моделі і їх види. Визначення основних параметрів динамічних моделей – зведення сил (моментів сил) та мас (моментів інерції) у механізмах. Рівняння руху механізму як основа для складання математичних моделей. Особливості складання рівнянь руху механізмів та їх розв’язання.

Основні періоди руху машин. Регулювання періодичних коливань швидкості руху машини при встановленому режимі. Призначення і методи проектування маховиків (ФК – КПр).

Задачі забезпечення заданої швидкості машини в експлуатації. Призначення, принципи проектування і класифікація регуляторів швидкості.

Тематичний модуль 7: «Зрівноваження роторів і механізмів. Віб्रोактивність і вітрозахист машин». Задачі зрівноваження роторів і механізмів. Балансування роторів. Умови зрівноваження мас, що обертаються (ФК – ЛП). Методи зрівноваження механізмів на фундаменті. Сучасні системи зрівноваження механізмів з ланками, що здійснюють зворотно-поступальний рух (система Ланчестера).

Вібрація у техніці. Віброактивність і віброзахист машин. Загальна постановка задачі віброзахисту. Коефіцієнт віброзахисту. Приклад проведення аналітичного дослідження віброактивності технічного засобу. Основні напрямки розв'язання задач віброзахисту.

Тематичний модуль 8: «Тертя і зношування у механізмах і машинах. Критерії енергетичної корисності механізмів». Визначення тертя. Види тертя. Дослідження основних закономірностей тертя спокою, ковзання і кочення (ФК - ЛП). Особливості урахування тертя в різних кінематичних парах. Прояв тертя в елементах конструкції рухомого складу залізниць. Запобігання проковзування тягових колісних пар локомотивів в експлуатації.

Основні види та стадії зношування. Методи оцінки експлуатаційного зношування деталей. Кількісні оцінки зношування. Розрахунок зносів контактуючих поверхонь різних кінематичних пар. Основні напрямки підвищення зносостійкості тертьових поверхонь.

Поняття про механічний коефіцієнт корисної дії. Коефіцієнт втрат. Коефіцієнт зростання зусиль. Визначення механічного коефіцієнта корисної дії складних технічних систем (ФК – КПр, МК, іспит або залік з курсу).

2. Основні визначення дисципліни «Теорія механізмів і машин»

Створення нових технічних засобів базується на досягненнях багатьох фундаментальних і прикладних наук, серед яких важливе місце посідає «Теорія механізмів і машин» – наука про загальні методи дослідження властивостей механізмів і машин та проектування їх схем.

Машина – це пристрій, що виконує механічний рух для перетворення енергії, матеріалів, інформації з метою підвищення продуктивності, а також заміни або полегшення фізичної чи розумової праці людини.

В залежності від функціонального призначення виділяються такі групи машин:

1. Енергетичні машини – призначені для необхідного перетворення енергії та поєднують:

а) машини-двигуни – призначені для перетворення будь-якої енергії в механічну (двигуни внутрішнього згоряння локомотивних енергетичних установок, тягові електродвигуни рухомого складу);

б) машини-генератори – призначені для перетворення механічної енергії в потрібний вид енергії (генератори електричного струму).

2. Робочі машини – призначені для необхідного перетворення об'єктів певних технологічних процесів:

а) транспортні машини – призначені для зміни положення об'єкта технологічного процесу (транспортери, конвеєри, підйомно-транспортне обладнання та ін.);

б) технологічні машини – змінюють властивості, стан, форми оброблюваного матеріалу (металорізальні верстати, ковальсько-пресове обладнання та ін.).

3. Інформаційні машини – призначені для перетворення інформації:

а) контрольно-керуючі машини – перетворюють одержану контрольно-вимірювальну інформацію для керування робочою машиною або технологічним процесом (наприклад, машини для контролю розмірів і сортування поршневих кілець);

б) математичні машини – перетворюють інформацію у вигляді різних математичних образів, які задаються у формі чисел або алгоритмів (електронно-обчислювальна техніка).

Сукупність енергетичної та робочої машин називається машинним агрегатом.

Машина, в якій перетворення енергії, матеріалів, інформації відбувається без втручання людини, називається машиною-автоматом.

Сукупність машин-автоматів, з'єднаних між собою автоматичними транспортними пристроями і призначених для виконання певного технологічного процесу, називається автоматичною лінією.

У багатьох випадках необхідні перетворення в машинах здійснюються за допомогою механізмів.

Механізм – це система фізичних тіл, призначена для перетворення руху одного або декількох тіл у потрібні рухи інших тіл.

Таке визначення передбачає, що в перетворенні рухів у механізмах поряд з твердими тілами можуть використовуватися рідинні (гідравлічні механізми) або газоподібні (пневматичні механізми) тіла.

Основною ознакою механізму є перетворення руху. Тому ротор електродвигуна і підшипники, в яких він обертається, вважати механізмом не можна. У даному випадку необхідний рух забезпечується взаємодією магнітного поля з провідником із струмом.

За функціональним призначенням розрізняють такі механізми:

1. Механізми двигунів і перетворювачів.
2. Передавальні механізми.
3. Виконавчі механізми.
4. Механізми керування, контролю і регулювання.
5. Механізми подачі, транспортування, живлення і сортування.

3. Сучасні підходи до проведення структурного аналізу механізмів

3.1. Класифікація кінематичних пар

Структурний аналіз механізмів є одним з основних завдань, що вирішуються при проведенні досліджень, спрямованих на удосконалення конструкції механічних систем сучасних технічних засобів.

У загальному плані результати структурного аналізу механізмів використовуються за такими напрямками:

- отримання уявлення про будову та роботу механізмів;
- призначення відомих методів досліджень механізмів за виявленими класифікаційними ознаками;
- встановлення правильної послідовності проведення кінематичного та динамічного розрахунків;
- вирішення питань проектування раціональних механізмів (механізмів, що самовстановлюються);
- оцінка технологічності конструкції механізмів та їх експлуатаційних властивостей.

Тверді тіла (абсолютно тверді і гнучкі), з яких утворюється механізм, називаються **ланками**. У теорії механізмів рідини або газу, що використовуються для перетворення рухів у відповідних механізмах, ланками не вважаються. Ланка механізму може складатися як з однієї, так і декількох деталей, які в зборі представляють собою єдину кінематично незмінну систему.

Будь-який механізм утворюється з рухомих і нерухомих (або відносно нерухомих) ланок. **Нерухома ланка** незважаючи на конструктивне виконання (напрямна або підшипник з віссю обертання) має назву **стояк**.

Серед рухомих ланок відрізняють вхідні, вихідні та з'єднувальні ланки. **Вхідною** (входом) називається ланка, до якої надається рух, що перетворюється в потрібний рух інших ланок. **Вихідною** (виходом) називається ланка, що здійснює потрібний рух, для виконання якого призначений даний механізм. **З'єднувальними** називаються ланки, що безпосередньо перетворюють рух у механізмі.

Рухомі ланки також відрізняються за характером руху. Наприклад, ланка, що обертається навколо осі на повний оберт, називається кривошипом, на неповний оберт – коромислом; ланка, що здійснює прямолінійний поступальний рух, називається повзуном; ланка, що здійснює плоский рух – шатуном.

При утворенні механізму ланки з'єднуються між собою рухомо. Рухоме з'єднання двох ланок, що стикаються, називається **кінематичною парою (КП)**.

Класифікація кінематичних пар здійснюється за такими ознаками:

- за видом елементів КП;
- за числом зв'язків, які накладаються КП на відносний рух ланок;
- за способом замикання ланок в КП.

Сукупність поверхонь, ліній або точок ланки, які стикаються з іншою ланкою КП, називаються **елементом кінематичної пари**. За видом елементів відрізняють (за Ф. Рело): нижчі КП, якщо елементом КП є поверхня; вищі КП – якщо елементом КП є лінія або точка.

Однією з переваг нижчих КП порівняно з вищими є можливість передачі великих навантажень, оскільки контактна поверхня стикання ланок може бути досить суттєвою. Застосування вищих КП дозволяє зменшити тертя в машинах (шарикопідшипники) і отримувати складні закони руху вихідної ланки механізму за рахунок підбирання форми контактуючих ланок, що утворюють кінематичну пару (кулачкові та зубчаті механізми).

Основною класифікацією КП є класифікація за числом зв'язків.

При утворенні КП на відносний рух кожної ланки накладаються певні умови зв'язку, кількість яких визначає число ступенів вільності ланки H . Кінематичні пари класифікуються за числом $S_{КП}$ умов зв'язків, кількість яких може змінюватися у межах $1 \dots 5$. З урахуванням того, що для вільного тіла в просторі $H=6$ (рис. 3.1), **клас кінематичної пари** визначається за формулою

$$S_{КП} = 6 - H . \quad (3.1)$$

При визначенні класу кінематичних пар доцільно використовувати матриці, елементами яких є можливі лінійні (f) і кутові (φ) рухомості ланок відносно осей координат OX , OY , OZ – матриці рухомості. Тоді клас кінематичної пари $S_{KП}$ буде дорівнювати кількості нулів у матриці.

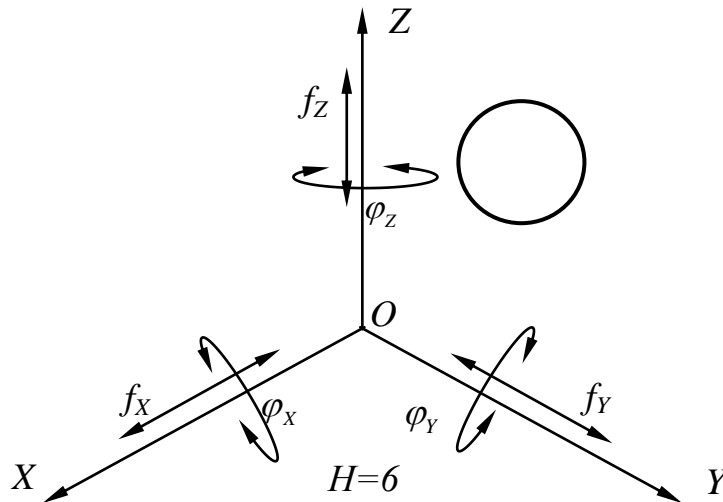


Рис. 3.1. До визначення кількості ступенів вільності при переміщенні вільного тіла в просторі

Наприклад, для вільного тіла (рис. 3.1) така матриця буде мати вигляд

$$H = \|f_x, f_y, f_z, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z\|. \quad (3.2)$$

На рис. 3.2 показана кінематична пара, що утворена рухомою ланкою 1 і стояком 2 (площиною XOY). З запису матриці рухомості (3.3) для ланки 1 видно, що така КП є кінематичною парою I класу.

$$H = \|f_x, f_y, 0, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z\|. \quad (3.3)$$

Приклади позначень кінематичних пар за ГОСТ 2770-68 (СТ РЕВ 2519 – 80) наведено в табл. 3.1.

Постійне перебування елементів КП в контакті забезпечується геометричним або силовим замиканням.

Таблиця 3.1

Умовні позначення кінематичних пар

Назва КП	Рисунок	Клас КП	Умовні позначення КП
Поступальна		V	
Обертальна		V	
Гвинтова		V	
Циліндрична		IV	
Сферична з пальцем		IV	
Сферична		III	

Геометричне замикання здійснюється відповідною формою контактуючих поверхонь ланок КП.

Силове замикання забезпечується силами пружності пружини, ваги ланок тощо.

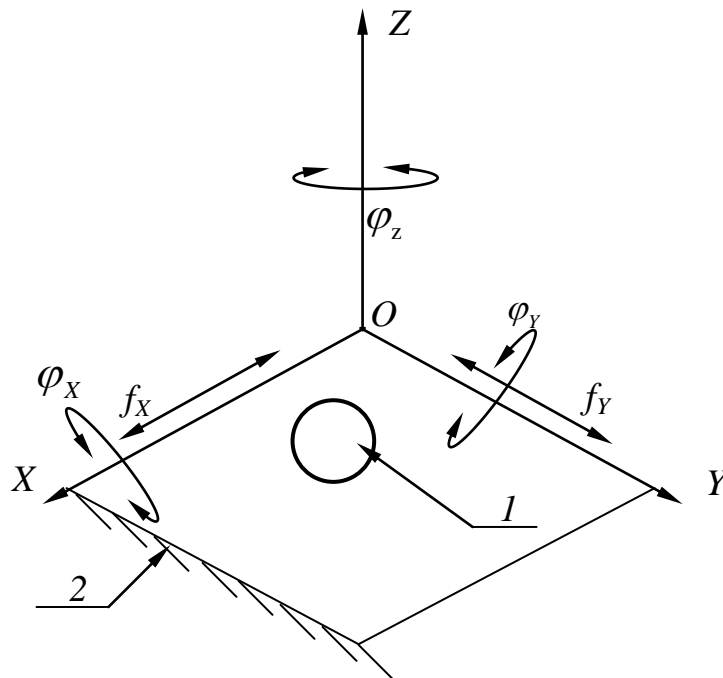


Рис. 3.2. До визначення класу кінематичної пари куля – площина

3.2. Кінематичні ланцюги і з'єднання

При виконанні досліджень з використання умовних позначень ланок і кінематичних пар складаються кінематичні схеми механізмів. **Кінематична схема механізму** – це масштабне зображення механізму, на якому ланки позначаються цифрами, а кінематичні пари і точки на ланках – буквами.

Кінематичний ланцюг – це система ланок та утворених ними кінематичних пар. Таким чином, механізм може розглядатися як кінематичний ланцюг (КЛ), в якому положення усіх ланок можуть бути визначені при завданні координат початкової ланки.

Ланка, якій приписується одна або декілька узагальнених координат, називається **початковою** (тобто положення усіх ланок механізму починається із знаходження положень початкової ланки). **Узагальненими координатами механізму**

називаються незалежні між собою лінійні або кутові координати, які визначають положення всіх ланок механізму відносно стояка.

Відповідно до певних ознак серед КЛ відрізняють:

1. Плоскі і просторові КЛ.

Плоским називають КЛ, в якому всі точки ланок рухаються в одній або паралельних площинах (рис. 3.3). **Просторовим** називають КЛ, у якого точки ланок рухаються в різних непаралельних площинах (рис. 3.4).

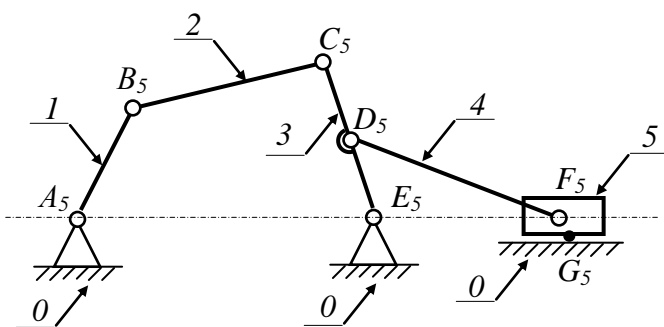


Рис. 3.3. Кінематична схема механізму привода

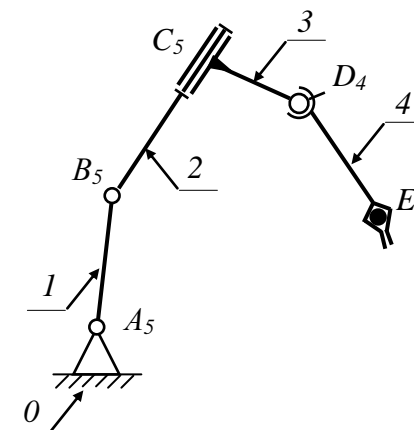


Рис. 3.4. Кінематична схема механізму маніпулятора

2. Прості і складні КЛ.

Простим називається КЛ, у якого кожна ланка утворює не більше двох КП (рис. 3.4). Якщо хоча б одна ланка КЛ утворює більше двох КП, то він вважається **складним** (рис. 3.3).

3. Замкнуті і відкриті КЛ.

У **замкнутому** КЛ всі ланки утворюють не менше двох КП. У **відкритому** КЛ є хоча б одна ланка, що утворює лише одну КП (рис. 3.4).

У деяких випадках кінематичні пари I...IV класів доцільно замінювати еквівалентними відкритими кінематичними ланцюгами, ланки яких утворюють тільки пари V класу – **кінематичними з'єднаннями**. На рис. 3.5 показано послідовне з'єднання чотирьох ланок, що утворюють три обертальні КП V класу, осі яких перетинаються в одній точці. За характером відносного руху ланок таке кінематичне з'єднання замінює сферичну КП.

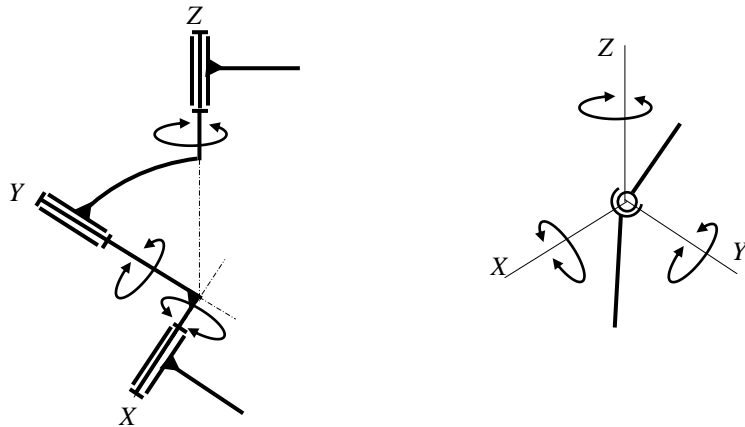


Рис. 3.5. Приклад утворення кінематичного з'єднання

3.3. Структурні формули механізмів

Загальні закономірності в структурі (будові) будь-яких механізмів, які пов'язують число ступенів рухомості механізму W з числом ланок, а також кількістю і видом кінематичних пар, називаються структурними формулами. **Число ступенів рухомості механізму W** – це кількість ступенів вільності ланок кінематичного ланцюга механізму відносно стояка.

Для визначення W просторових механізмів застосовується структурна формула професора А.П. Малишева

$$W = 6 \cdot n - \sum_{i=1}^5 i \cdot p_i, \quad (3.4)$$

де n – кількість рухомих ланок механізму;

p_i – число КП i – го класу;

$\sum_{i=1}^5 i \cdot p_i$ – загальне число накладених зв'язків від усіх КП, що

утворюють ланки механізму,

$$\sum_{i=1}^5 i \cdot p_i = p_1 + 2 \cdot p_2 + 3 \cdot p_3 + 4 \cdot p_4 + 5 \cdot p_5 \quad (3.5)$$

Остаточно формула (3.4) записується в такому вигляді

$$W = 6 \cdot n - (p_1 + 2 \cdot p_2 + 3 \cdot p_3 + 4 \cdot p_4 + 5 \cdot p_5) \quad (3.6)$$

Для визначення W плоских механізмів застосовується структурна формула професора П.Л. Чебишева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4. \quad (3.7)$$

Між ступенями рухомості механізмів і визначеністю руху їх ланок існує зв'язок. Відомо, що положення всього твердого тіла, яке вільно рухається в просторі, визначається шістьма незалежними (узагальненими) координатами. На рис. 3.6 наведено кінематичну схему плоского чотириланкового механізму, ланки якого (кривошип 1, шатун 2, коромисло 3, стояк 0) утворюють обертальні кінематичні пари V класу.

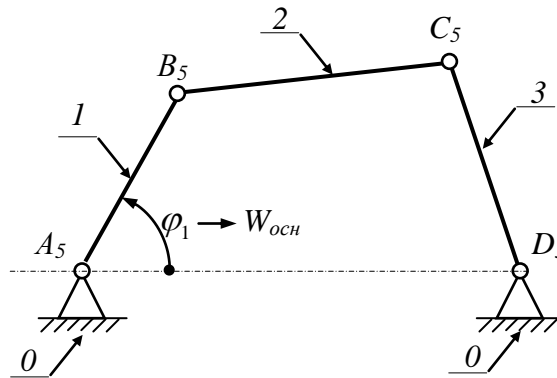


Рис. 3.6. Кінематична схема плоского чотириланкового механізму

Ступінь рухомості з формули (3.7) для такого кінематичного ланцюга ($n=3$; $p_5=4$; $p_4=0$)

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

Вочевидь, що при заданому кутовому переміщенні ланки 1, 2 і 3 будуть мати цілком визначений рух. У такому випадку для чотириланкового механізму кривошип 1 є початковою ланкою, а узагальненою координатою – кут обертання φ_1 , якому відповідає одна основна рухомість $W_{осн}$.

На рис. 3.7 зображено кінематичну схему плоского п'ятиланкового механізму, ланки якого (кривошип 1, шатуни 2 і 3,

коромисло 4, стояк 0) утворюють обертальні кінематичні пари V класу.

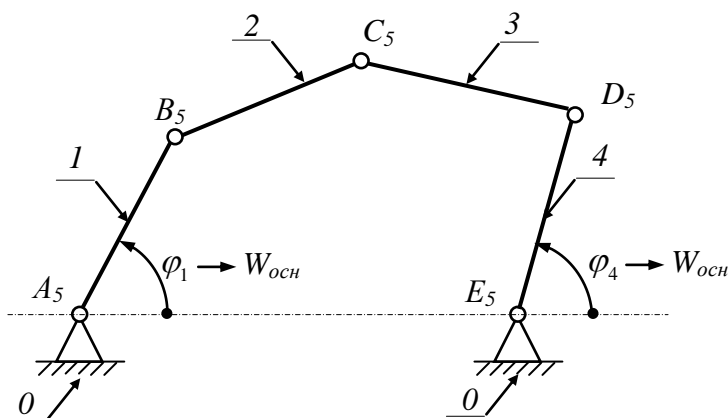


Рис. 3.7. Кінематична схема плоского п'ятиланкового механізму

Ступінь рухомості з формули (3.7) для такого кінематичного ланцюга ($n=4$; $p_5=5$; $p_4=0$)

$$W = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 5 - 0 = 2.$$

В такому механізмі тільки при завданні кутових переміщень ланок 1 і 4, ланки 2 і 3 будуть мати цілком визначений рух. У цьому випадку для чотириланкового механізму кривошип 1 і коромисло 4 є початковими ланками, а узагальненими координатами – кути обертання φ_1 і φ_4 , яким відповідають дві основні рухомості $W_{осн}$.

Розглянемо кінематичну схему просторового чотириланкового механізму (рис. 3.8), в якому ланки утворюють дві обертальні КП V класу (кривошип 1 - стояк 0, коромисло 3 - стояк 0) і дві сферичні КП III (кривошип 1 - шатун 2, коромисло 3 - шатун 2).

Ступінь рухомості з формули (3.7) для такого кінематичного ланцюга ($n=3$; $p_3=2$; $p_5=2$)

$$W = 6 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 \cdot 5 = 2.$$

Ступінь рухомості такого механізму визначається узагальненою координатою φ_1 (основна рухомість $W_{осн}$) і можливістю обертання шатуна 2 навколо власної осі (місцева рухомість $W_{місц}$).

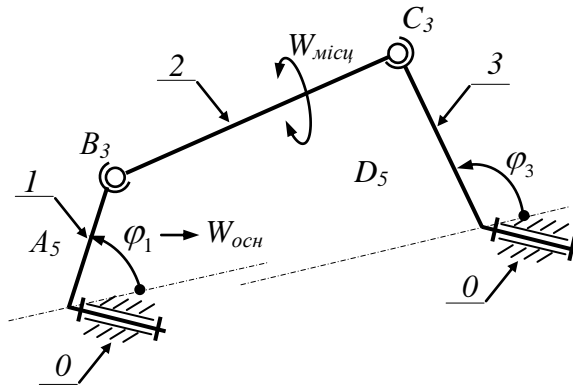


Рис. 3.8. Кінематична схема чотириланкового просторового механізму

Таким чином, ступінь рухомості кінематичного ланцюга складається з основних рухомостей (відповідає числу узагальнених координат) і місцевих рухомостей ланок.

3.4. Класифікація механізмів за структурними ознаками

Основний принцип утворення механізмів, який вперше був сформульований російським вченим Л.В. Ассуром (1914 р.), розкриває метод утворення механізмів шляхом послідовного приєднання кінематичних ланцюгів з нульовим ступенем рухомості, а також становить основу для раціональної класифікації механізмів. Цей принцип полягає в тому, що більшість механізмів можливо отримати шляхом послідовного приєднання до початкової ланки та стояка кінематичних ланцюгів з певними структурними властивостями.

В якості прикладу розглянемо послідовність утворення шестиланкового механізму привода, що показаний на рис. 3.3. Для цього кінематичний ланцюг, утворений стояком 6 і кривошипом 1 (рис. 3.9, а) умовно позначимо як механізм 1-го класу. Ступінь рухомості такого КЛ (при $n=1$, $p_5=1$, $p_4=0$) за формулою (3.7)

$$W = 3 \cdot 1 - 2 \cdot 1 - 0 = 1.$$

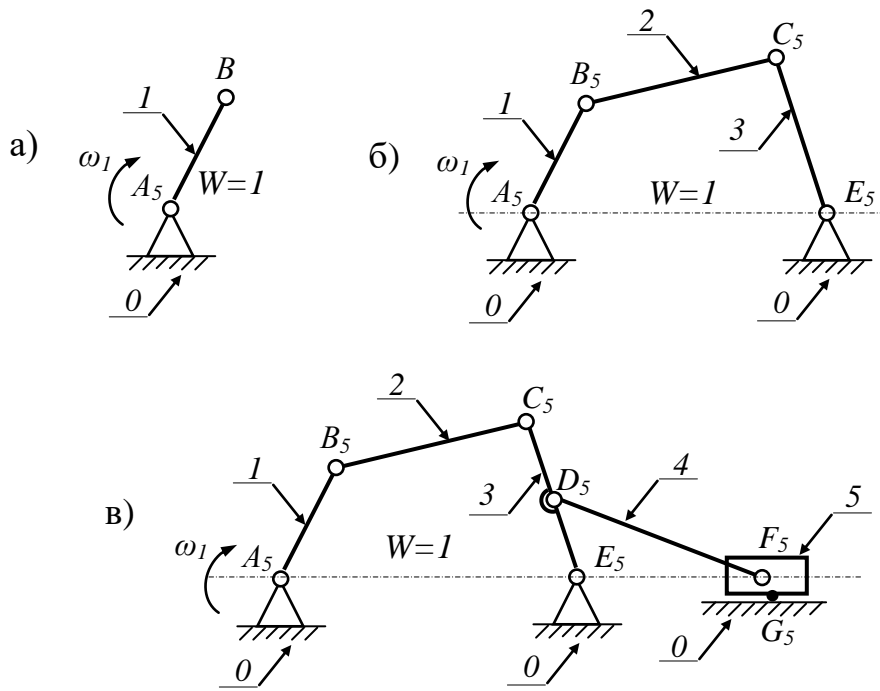


Рис. 3.9. Утворення шестиланкового механізму привода

Приєднаємо до кривошипа 1 і стояка 0 кінематичний ланцюг шатун 2– коромисло 3. Ступінь рухомості отриманого КЛ $0 - 1 - 2 - 3 - 0$ (рис. 3.9, б) за формулою (3.7) при $n=3$, $p_5=4$, $p_4=0$

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

Остаточно механізм привода отримується після приєднання до коромисла 3 і стояка 0 кінематичного ланцюга шатун 4 – повзун 5 (рис. 3.9, в). Для такого механізму $n=5$, $p_5=7$, $p_4=0$. Його ступінь рухомості за формулою (3.7)

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

Видно, що в кожному випадку приєднання КЛ 2 - 3 і 4 – 5 не змінювало рухомість остаточно отриманого кінематичного ланцюга, а тільки забезпечувало потрібні рухи відповідних ланок. Таким чином, ступінь рухомості КЛ 2 - 3 і 4 – 5 дорівнює нулю (за формулою (3.7) після умовного приєднання їх вільних елементів до стояка).

Кінематичний ланцюг, який після приєднання його вільними елементами до інших ланок механізму не змінює його ступінь рухомості і який не можна роз'єднати на більш прості кінематичні ланцюги з нульовим ступенем рухомості, називається структурною групою або групою Ассура.

Тоді основний принцип утворення механізмів може мати таке визначення: **більшість механізмів можна отримувати шляхом послідовного приєднання до механізму 1-го класу структурних груп.**

Структурні групи (СГ) плоских механізмів задовольняють умові

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 0. \quad (3.8)$$

Клас структурної групи визначається за найвищим класом контуру, що входить до його складу. **Клас контуру** визначається кількістю кінематичних пар, до складу яких входять ланки, що його утворюють (рис. 3.10).

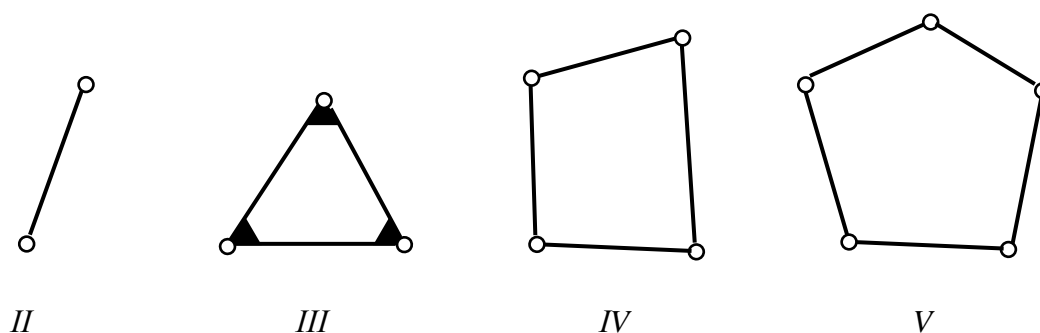


Рис. 3.10. Приклади класів контурів

Порядок структурної групи визначається кількістю елементів, якими група приєднується до основного механізму.

Згідно з тим, що в плоских механізмах усі КП IV класу можна замінити КП V класу, умову (2.8) можна записати в такому вигляді:

$$3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 0.$$

Звідси

$$p_5 = \frac{3}{2}n. \quad (3.9)$$

Оскільки числа ланок і КП можуть бути тільки цілими, то умові (3.9) будуть відповідати такі співвідношення n і p_5 :

n	2	4	6	8	...
p_5	3	6	9	12	...

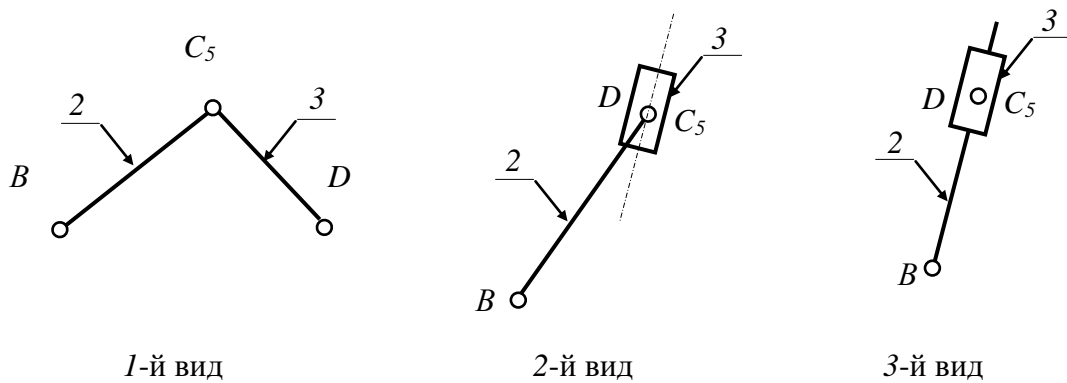


Рис. 3.11. Приклади структурних груп 2 класу 2 порядку

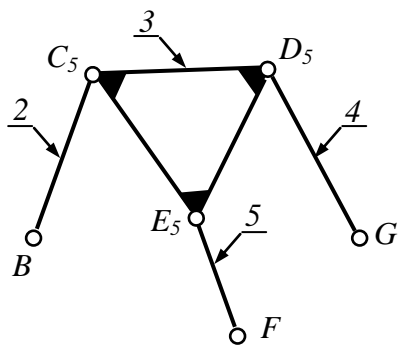


Рис. 3.12. Приклад структурних груп 3 класу 3 порядку

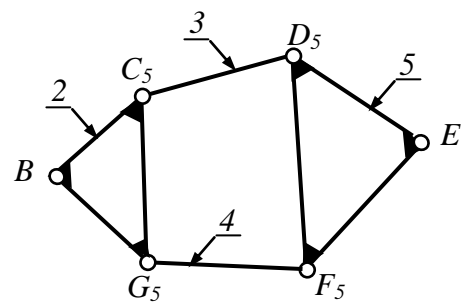


Рис. 3.13. Приклад структурних груп 4 класу

Таким чином, до складу СГ може входити тільки парна кількість ланок.

Приклади структурних груп 2 (перших трьох видів з п'яти існуючих), 3 і 4 класів наведені в рис. 3.11...3.13.

Клас механізму визначається найвищим класом СГ, що входять до його складу.

Склад і послідовність приєднання структурних груп механізму доцільно описувати **формулою будови механізму**. Наприклад, формула будови для шестиланкового механізму привода (рис. 3.3) буде мати вигляд

$$I(1) \rightarrow II(2,3) \rightarrow II(4,5), \quad (3.10)$$

де I – механізм I класу;

II – клас послідовно приєднаних структурних груп;

$1...5$ – вказані в дужках номери ланок, що входять до механізму I -го класу і структурних груп.

3.5. Особливості складання замінних механізмів при дослідженні механізмів з вищими кінематичними парами

Для зручності проведення структурного аналізу механізмів з вищими кінематичними парами наявні вищі КП доцільно умовно замінювати КЛ з нижчими кінематичними парами. При цьому має виконуватися **умова структурної еквівалентності** – замінний механізм повинен мати такий самий ступінь рухомості та забезпечувати незмінність характеру відносного руху.

На рис. 3.14, а показано триланковий механізм, в якому елементи рухомих ланок 1 і 2 , що утворюють вищу КП IV класу C_4 , виконані у формі кіл радіусів r_1 і r_2 з центрами D і E . Із стояком O ланки 1 і 2 утворюють обертальні КП V класу A_5 і B_5 . За формулою П.Л. Чебишева ступінь рухомості такого механізму

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Незважаючи на те, що точка дотику C елементів ланок 1 і 2 змінює своє положення на площині, відстань DE залишається постійною: $DE = r_1 + r_2 = const$. Тому даному механізму буде еквівалентним шарнірний чотириланковий механізм (рис. 3.14, б). При цьому замінний механізм має три рухомі ланки ($n=3$), які

утворюють чотири КП V класу – A_5 , B_5 , D_5 , E_5 ($p_5=4$). За формулою П.Л. Чебишева ступінь рухомості такого механізму

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

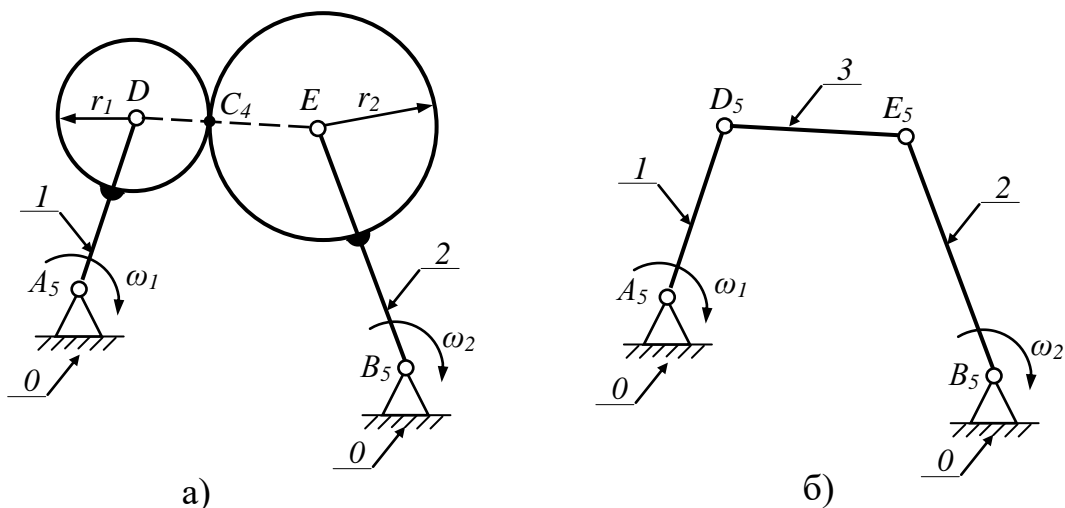


Рис. 3.14. До утворення замінного механізму

Замінний механізм еквівалентний заданому і за співвідношенням кутових швидкостей ланок ω_1/ω_2 .

З порівняння механізмів, показаних на рис. 3.14,а і 3.14,б, видно, що у плоских механізмах вища кінематична пара IV класу еквівалентна одній ланці і двом обертальним кінематичним парам V класу.

Такий спосіб заміни механізмів застосовується і тоді, коли елементи вищої КП, що мають спільну точку дотику, окреслюються кривими змінних радіусів кривизни. Однак у таких випадках кожному положенню заданого механізму буде відповідати «миттєвий» замінний еквівалентний механізм з миттєвими центрами кривизни, що відповідають точці дотикання.

Таким чином, для заміни вищої КП на нижчу потрібно ввести додаткову ланку, центри двох елементів якої розміщуються у центрах кривизни елементів ланок, що утворюють вищу КП, і утворити дві обертальні кінематичні пари V класу з'єднанням додаткової ланки з ланками, які утворювали вищу КП.

На рис. 3.15,а і 3.15,б наведено приклади заміни механізмів з вищими КП (кулачкових механізмів) еквівалентними механізмами.

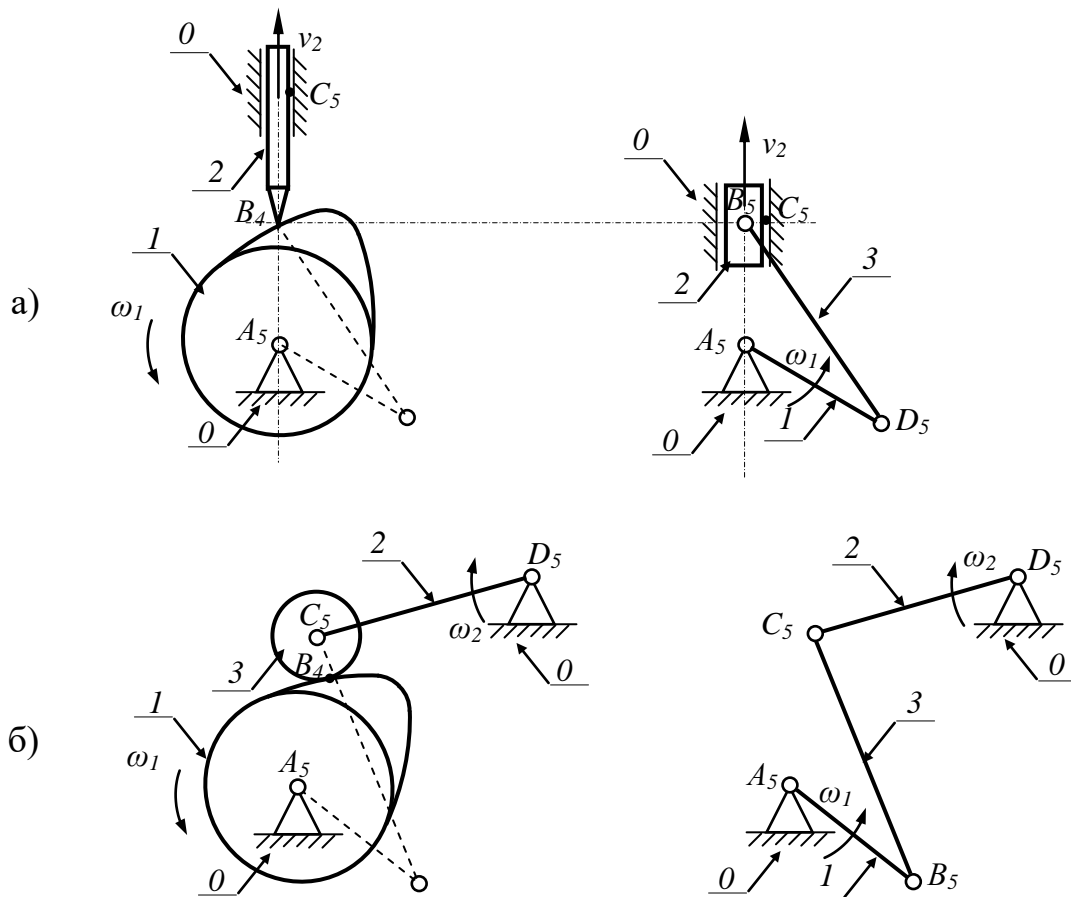


Рис. 3.15. Приклади складання замінних механізмів з нижчими КП

3.6. Загальна методика виконання структурного аналізу механізмів

1. Визначається ступінь рухомості механізму. Якщо ланки механізму утворюють вищу КП, то вони умовно замінюються КП V класу. При цьому окремо викреслюється схема еквівалентного замінного механізму.

2. Виділяється початкова ланка, що утворює зі стояком механізм I-го класу.

3. У механізмі виділяються структурні групи. Це доцільно починати з ланок і КП, що найбільш віддалені від початкової ланки. При цьому від'єднання починається зі структурних груп

2-го класу. Відокремлення СГ обов'язково супроводжується перевіркою ступеня рухомості частини КЛ механізму, що залишилася (W змінюватися не повинен). Якщо спроба відокремлення структурних груп 2 класу не дає позитивного результату, переходять до відокремлення структурних груп 3 класу (потім 4 класу).

4. Визначається клас і порядок СГ і клас механізму.

5. Записується формула будови механізму.

В якості прикладу розглядається проведення структурного аналізу W -подібного кривошипно-шатунного механізму (КШМ) локомотивного повітряного поршневого компресора (рис. 3.16).

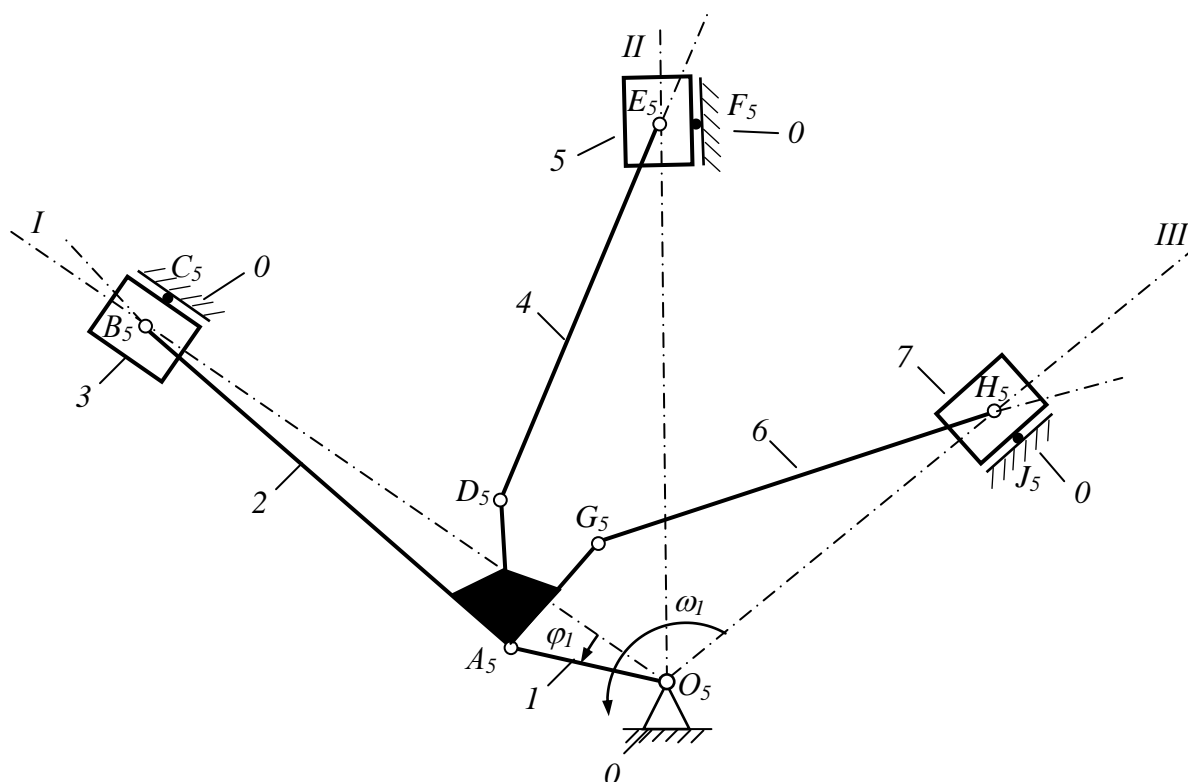


Рис. 3.16. Кінематична схема W -подібного КШМ повітряного поршневого компресора:

I – лівий циліндр низького тиску; II – циліндр високого тиску; III – правий циліндр низького тиску; 1 – кривошип; $2, 4, 6$ – шатуни; $3, 5, 7$ – поршні; 0 – стояк

Даний механізм складається з семи рухомих ланок ($n = 7$) і стояка 0 , які утворюють десять кінематичних пар V класу ($p_5=10$): $O_5 (0, 1)$; $A_5 (1, 2)$; $B_5 (2, 3)$; $C_5 (3, 0)$; $D_5 (2, 4)$; $E_5 (4, 5)$; $F_5 (5, 0)$; $G_5 (2, 6)$; $H_5 (6, 7)$; $J_5 (7, 0)$.

Ступінь рухомості механізму за формулою П.Л. Чебишева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 7 - 2 \cdot 10 - 0 = 1.$$

Далі механізм розкладається на структурні групи (рис. 3.17). Механізм I класу утворений ланками 1 і 0. Спочатку відокремлюється КЛ, що складається з ланок 6 і 7 (СГ 2 класу, 2 виду, 2 порядку). Для частини КЛ, що залишилась, $n=5$, $p_5=7$, $W=3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1$. Далі відокремлюється КЛ, що складається з ланок 4 і 5 (СГ 2 класу, 2 виду, 2 порядку). Для частини КЛ, що залишилась, $n=3$, $p_5=4$, $W=3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$. І останнім відокремлюється КЛ, що складається з ланок 2 і 3 (СГ 2 класу, 2 виду, 2 порядку).

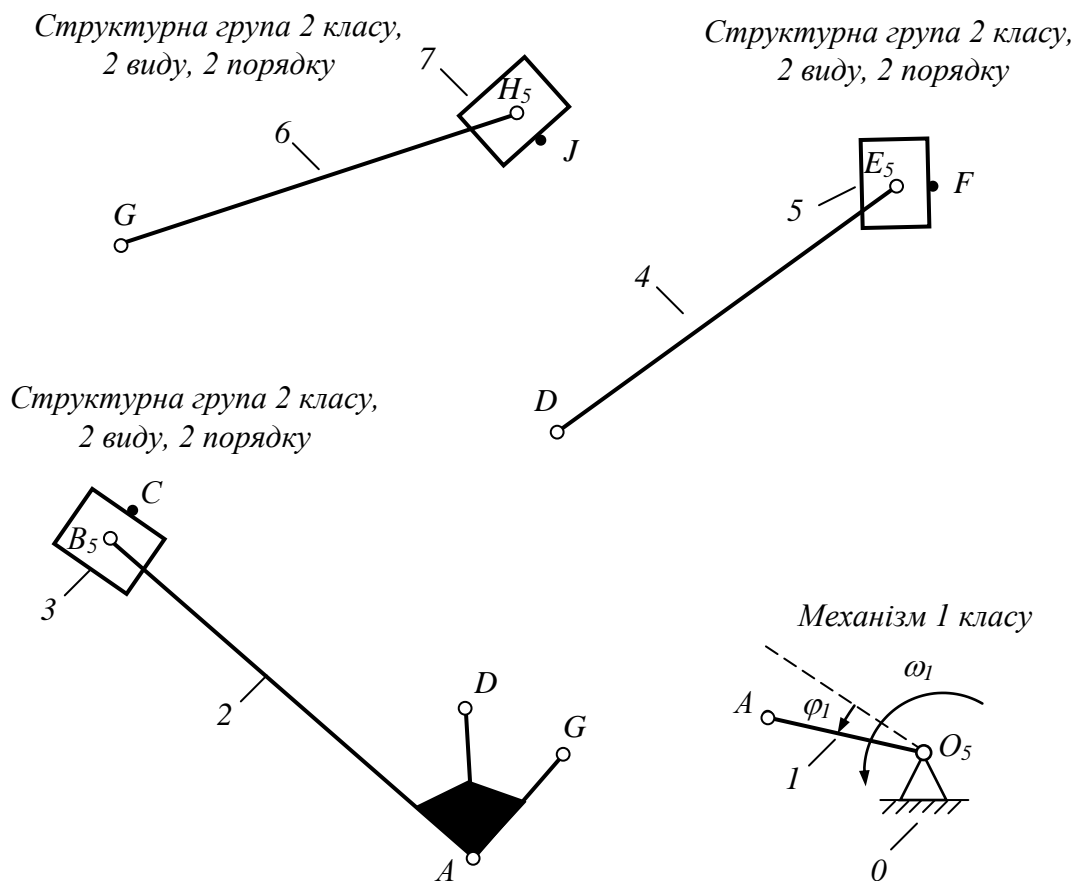
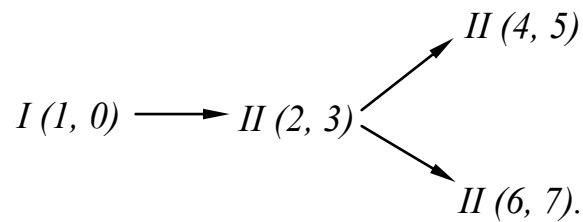


Рис. 3.17. Виділення структурних груп W -подібного КШМ повітряного поршневого компресора

Таким чином, W -подібний кривошипно-шатунний механізм локомотивного повітряного поршневого компресора належить до механізму II класу.

Для такого механізму формула будови буде мати вигляд



3.7. Основи проектування раціональних механізмів

Слід зазначити, що виведення формул А.П. Малишева (3.6) і П.Л. Чебишева (3.7) виконувалося для ідеальних механізмів, ланки яких виготовлені абсолютно точно і складаються без деформування. Розміри ланок і форми елементів КП реальних механізмів забезпечуються з певною точністю, яка обумовлена можливостями технологічного обладнання. Ці фактори обумовлюють появлення в загальній кількості зв'язків, що накладаються КП, деякого числа надлишкових (повторних) зв'язків q , які, не змінюючи рухомості механізму, дублюють інші зв'язки і перетворюють його на статично невизначену систему.

Механізми, в яких відсутні надлишкові зв'язки ($q = 0$), називаються **самовстановлюваними або раціональними**.

Механізми, які мають надлишкові зв'язки, називаються **статично невизначеними** і проведення їх складання неможливе без деформування ланок.

До негативних наслідків прояву надлишкових зв'язків у механізмах при їх виготовленні та експлуатації слід віднести такі:

1. Неможливість забезпечення теоретично точних законів руху вихідних ланок.

2. Високі вимоги до точності виготовлення ланок і їх складання обумовлюють підвищені витрати на виробництво та ремонт таких механізмів.

3. Утворення КП з деформуванням ланок визначає в експлуатації інтенсивне зношення їх елементів.

Тому в сучасній постановці вибір структури механізмів необхідно здійснювати не тільки за функціональних умов (перетворення одного виду руху в потрібний рух), але і з урахуванням вимог з забезпечення раціональної технології

виготовлення та складання, збереження потрібних характеристик функціонування і надійної роботи механізмів при пружних деформаціях ланок і зношуванні кінематичних пар в процесі експлуатації.

У такій постановці задача проектування механізмів з оптимальною структурою зводиться до пошуку відповідного варіанта структури, при якому забезпечується умова $q=0$.

Слід зазначити, що на цей час розроблено теоретичну базу (праці О.П. Малишева, О.Г. Озола, Х.І. Гохмана, Л.М. Решетова, С.М. Кожевникова) і накопичено практичний досвід для проектування механізмів з оптимальною структурою. Найбільш універсальною є методика визначення і усунення надлишкових зв'язків q при виборі структури механізмів, яка запропонована професором Л.М. Решетовим.

Методика передбачає використання відомих структурних формул О.П. Малишева, О.Г. Озола і Х.І. Гохмана для визначення q і побудови схем (матриць) рухомостей в незалежних контурах, що утворюють ланки і КП механізму для вибору варіанта усунення надлишкових зв'язків.

Структурні формули для визначення q у запису професора Л.М. Решетова наведені нижче.

Формула О.П. Малишева

$$q = W - 6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1, \quad (3.11)$$

де W – ступінь рухомості механізму, яка складається з основної рухомості (відповідає числу узагальнених координат) і місцевих рухомостей ланок.

Формула О.Г. Озола

$$q = W + 6k - f, \quad (3.12)$$

де k – кількість незалежних контурів ланок в механізмі, визначається за формулою Х.І.Гохмана

$$k = P_{\Sigma} - n = p_5 + p_4 + p_3 + p_2 + p_1 - n; \quad (3.13)$$

f – загальна рухомість кінематичних пар

$$f = p_5 + 2p_4 + 3p_3 + 4p_2 + 5p_1. \quad (3.14)$$

Методика передбачає наступну послідовність дій:

1. Для механізму, що розглядається, визначаються: n , p_5 , p_4 , p_3 , p_2 , p_1 , W .
2. Виконується розрахунок q за формулою О.П. Малишева.
3. Будуються схеми (матриці) рухомостей для кожного (відповідно до числа k) з незалежних контурів ланок. При цьому загальна рухомість розкладається по осях обраної системи координат і розглядається як арифметична сума:

$$f = f_x + f_y + f_z + \varphi_x + \varphi_y + \varphi_z, \quad (3.15)$$

де f_x, f_y, f_z – додатки лінійних рухомостей вздовж осей X, Y, Z ;

$\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ – додатки кутових рухомостей навколо осей X, Y, Z .

4. Виконується аналіз схем рухомостей у кожному з контурів і приймається рішення з усунення надлишкових зв'язків. При цьому слід ураховувати, що відсутність у контурі хоча б однієї кутової рухомості є ознакою надлишкового зв'язку і відповідних ускладнень (наприклад, складання з натягами). З іншого боку лінійні, наближення ланок при складанні можуть відбуватися за рахунок обертання двох сусідніх ланок навколо осей, що перпендикулярні до лінійної рухомості, яка відсутня. Тому відсутність деяких лінійних рухомостей може компенсуватися відповідними надлишковими кутовими рухомостями.

3.8. Приклади оптимізації структури механізмів технічних засобів залізничного транспорту

Розглянемо використання наведеної вище методики для оптимізації структури кривошипно-шатунного механізму, що широко використовується як механізм руху в сучасних технічних засобах транспорту (ДВЗ, повітряних компресорах). Кінематична схема механізму з традиційною структурою показана на рис. 3.18, а.

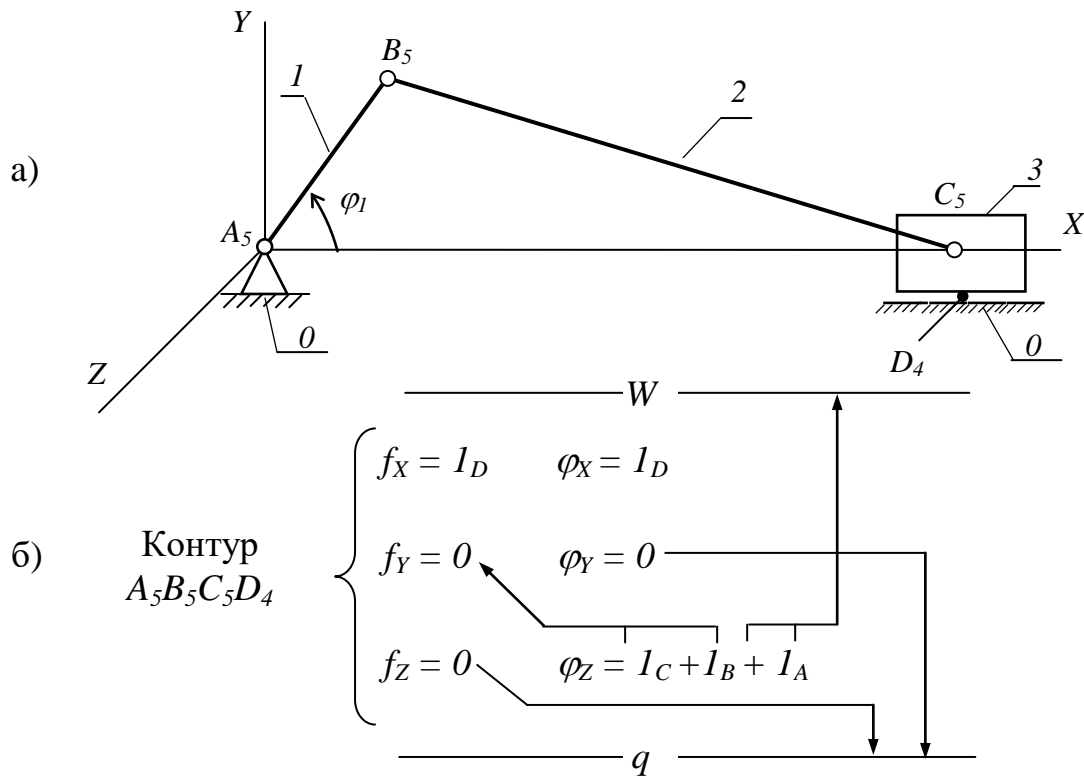


Рис. 3.18. Визначення надлишкових зв'язків у КШМ з традиційною структурою:

а – традиційна кінематична схема КШМ;

б – схема рухомостей у контурі $A_5B_5C_5D_4$ при традиційній структурі

Механізм має три рухомі ланки: 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – поршень ($n=3$), ступінь рухомості $W=1$ (визначається узагальненою координатою φ_1). Ланки утворюють три обертові КП п'ятого класу – A_5 , B_5 , C_5 ($p_5=3$) і одну КП четвертого класу – D_4 ($p_4=1$).

Визначення q за формулами О.П. Малишева і О.Г. Озола дає однакові результати – $q=2$, тобто механізм має два надлишкових зв'язки. За формулою Х.І. Гохмана $k=1$ – ланки утворюють один незалежний контур $A_5B_5C_5D_4$. Відповідна схема рухомостей ($f=5$) показана на рис. 3.18, б.

Видно, що відсутня лінійна рухомість f_Y компенсується двома надлишковими кутовими рухомостями φ_Z (забезпечуються КП C_5 і B_5). Відсутні рухомості f_Z і φ_Y визначають наявність надлишкових зв'язків ($q=2$).

Усунення надлишкових зв'язків відбувається за рахунок збільшення рухомостей КП. У прикладі, що розглядається, одним з варіантів такого рішення є заміна КП п'ятого класу, що утворюється ланками 2 і 3 (C_5), на КП третього класу – C_3 (рис. 3.19).

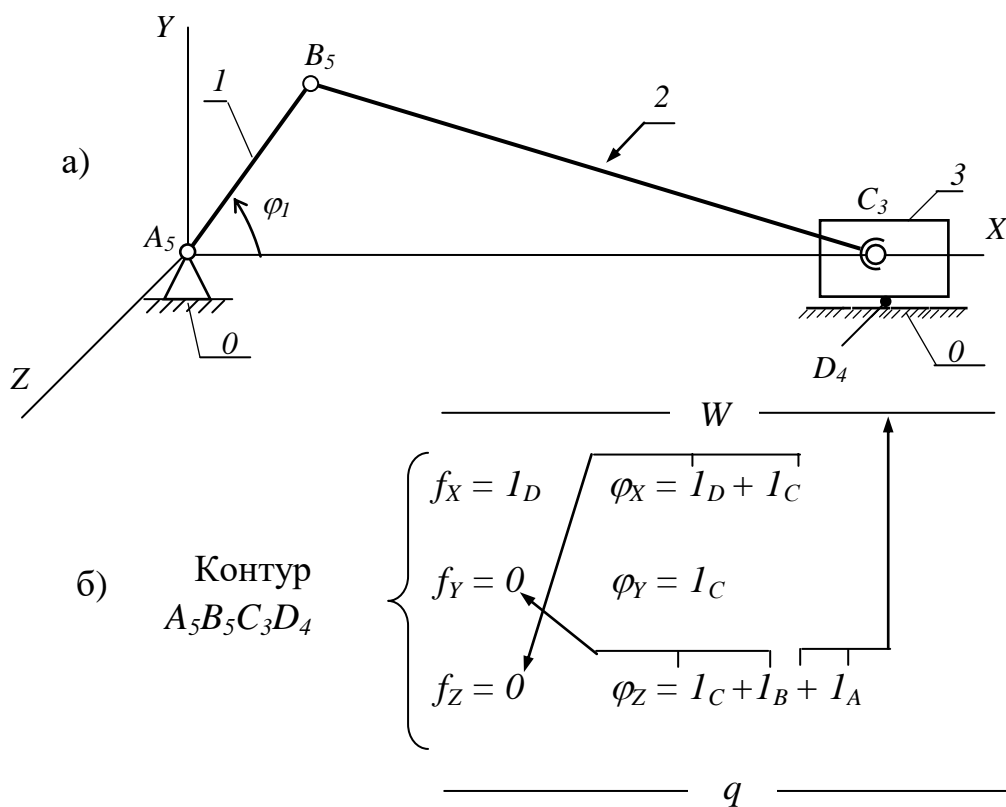


Рис. 3.19. До удосконалення структури КШМ:
 а – кінематична схема КШМ з оптимальною структурою;
 б – схема рухомостей у контурі $A_5B_5C_3D_4$ для КШМ з оптимальною структурою

Для такого варіанта структури КШМ будемо мати: $n=3$, $W=1$, $p_5=3$, $p_4=1$, $p_3=1$, $k=1$, $f=7$ і $q=0$. Схема рухомостей у контурі $A_5B_5C_3D_4$ показана на рис. 3.19,б і підтверджує відсутність надлишкових зв'язків у КШМ з запропонованим (оптимальним) варіантом структури.

В якості другого прикладу нижче наведено результати досліджень, спрямовані на визначення і усунення надлишкових зв'язків у механізмі піднімання полоза струмоznімального

пристрою типу ТЛ-13У, який є найбільш поширеним на моторвагонному рухомому складі Укрзалізниці.

Основою для здійснення робіт стала кінематична схема такого механізму (рис. 3.20). Видно, що розглянутий механізм є просторовим замкненим складним кінематичним ланцюгом. Він містить одинадцять рухомих ланок ($n=11$): 1, 2 – нижні рухомі рами з головними валами; 3 – синхронізуюча тяга; 4, 5, 7, 8 – повздовжні тяги верхніх рухомих рам; 6, 9 – діагональні тяги; 10, 11 – штанги. Ланка 0 – нерухома ланка (стояк).

Ланки механізму піднімання полоза утворюють 18 кінематичних пар:

- A, B, C, D, G, J – сферичні КП; S, R, Y, T – гвинтові КП із зазором, що розглядаються як КП III класу ($p_3 = 10$);
- O, P, F, I – КП IV класу ($p_4 = 4$);
- K, N, M, L – обертальні КП V класу ($p_5 = 4$).

Ступінь рухомості механізму $W=2$ (визначається кутовими узагальненими координатами φ_1 і φ_2). Визначення q за формулами О.П. Малишева і О.Г. Озола дає однакові результати – $q=2$, тобто механізм має два надлишкових зв'язки.

За формулою Х.І. Гохмана $k=7$ – ланки утворюють сім незалежних контурів, які виділені на структурній схемі механізму (рис. 3.21): $A_3B_3P_4O_4$; $G_3D_3L_5M_5$; $M_5L_5Y_3T_3$; $F_4T_3Y_3I_4S_3R_3$; $R_3S_3K_5N_5$; $N_5K_5C_3J_3$; $A_3B_3G_3F_4J_3$.

З метою виявлення надлишкових зв'язків у механізмі, а також пошуку рішень з їх усунення, були складені і проаналізовані схеми рухомостей у семи позначених незалежних контурах (рис. 3.22...3.29).

У контурі $A_3B_3P_4O_4$ (рис. 3.22) незважаючи на відсутність лінійних рухомостей надлишкових зв'язків немає:

- відсутня лінійна рухомість $f_x = 0$ компенсується двома кутовими рухомостями КП A_3 і B_3 $\varphi_y = I_A + I_B$;
- відсутня лінійна рухомість $f_y = 0$ – двома кутовими рухомостями КП A_3 і B_3 $\varphi_x = I_A + I_B$;
- відсутня лінійна рухомість $f_z = 0$ – двома кутовими рухомостями КП O_4 і P_4 $\varphi_y = I_O + I_P$.

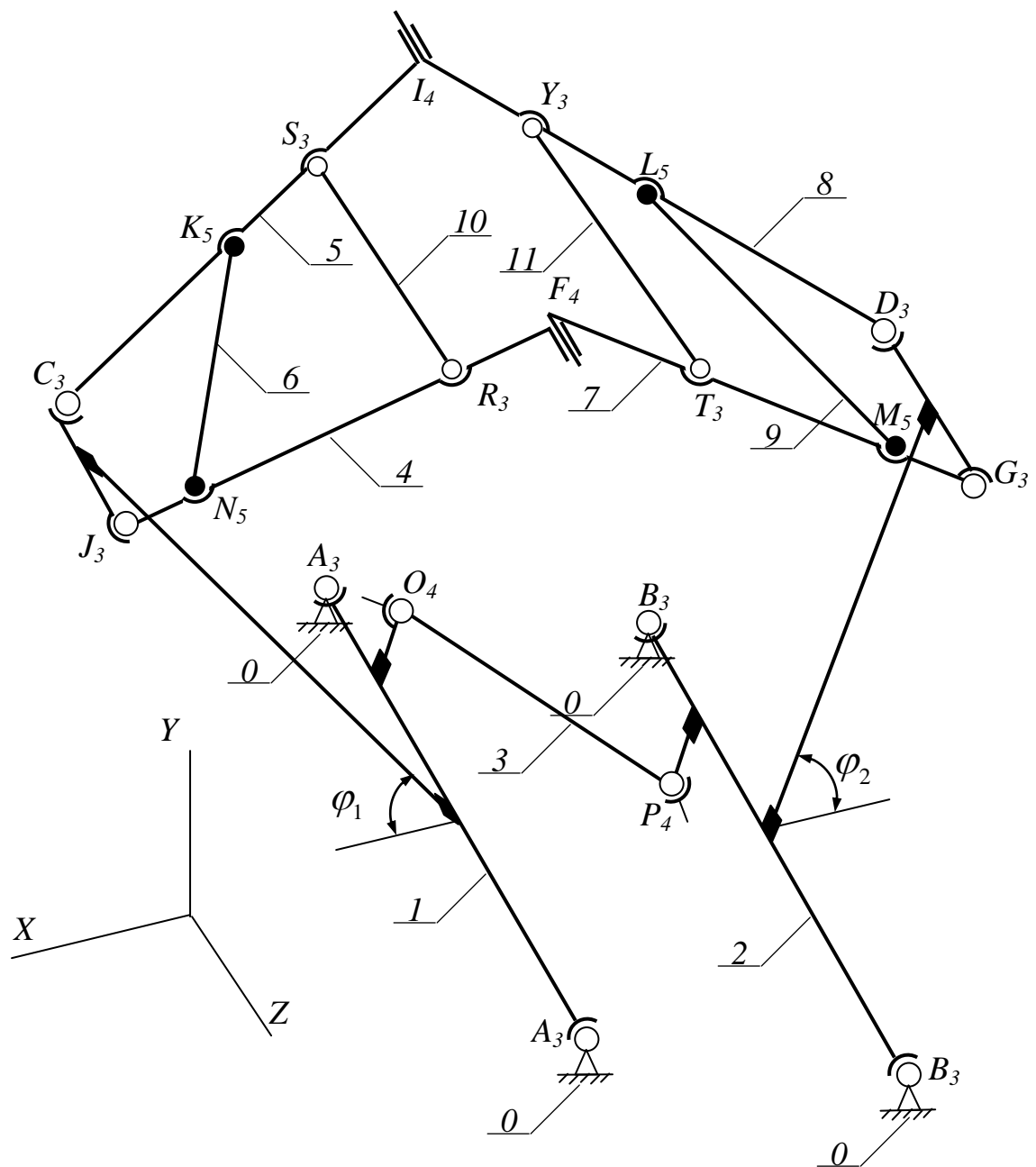


Рис. 3.20. Кінематична схема механізму піднімання полоза струмознімального пристрою типу ТЛ-13У

Дві кутові рухомості ланок 1 і 2 відносно осі Z (забезпечуються КП A_3 і B_3) є основними рухомостями механізму ($W=2$).

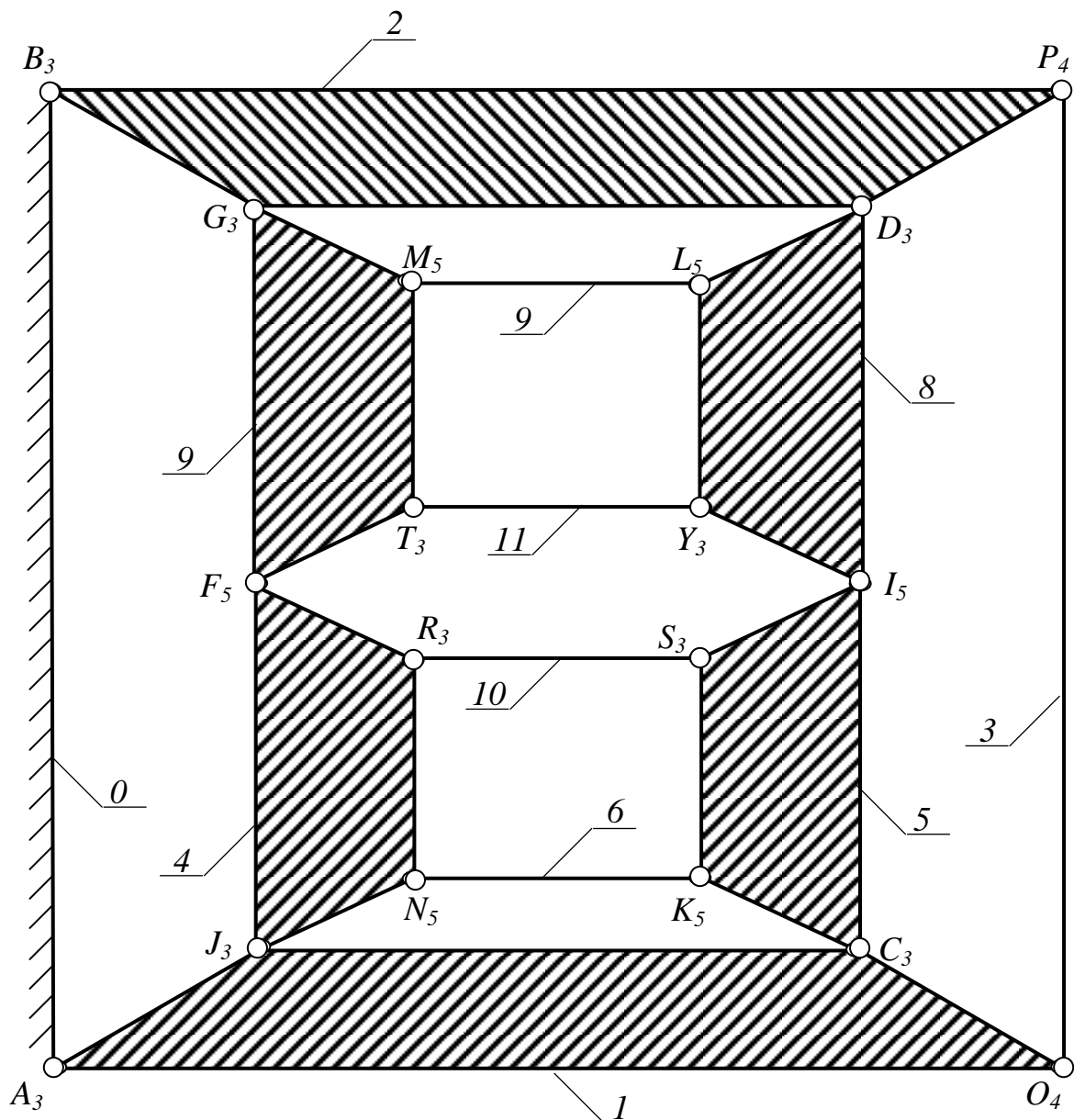


Рис. 3.21. До розгляду незалежних контурів механізму піднімання полоза струмознімального пристрою типу ТЛ-13У

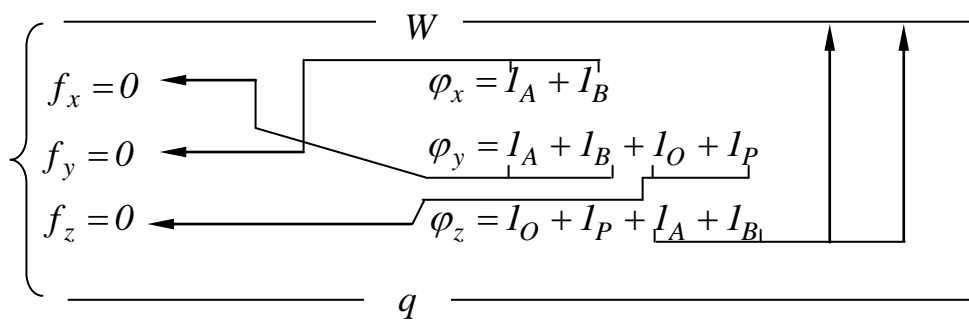


Рис. 3.22. Схема рухомостей у контурі $A_3B_3P_4O_4$

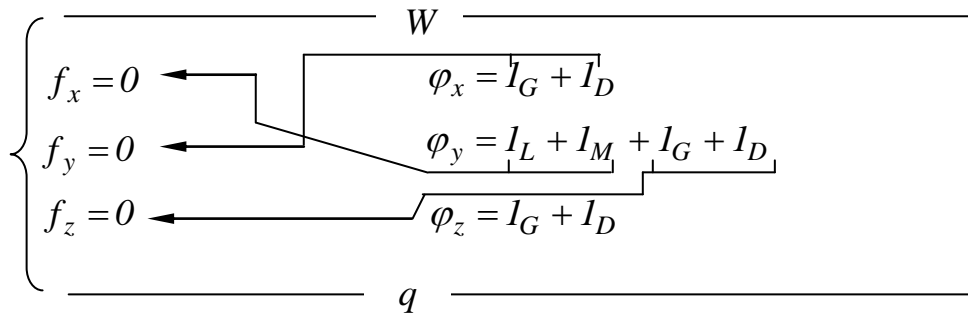


Рис. 3.23. Схема рухомостей у контурі $G_3D_3L_5M_5$

У контурі $G_3D_3L_5M_5$ (рис. 3.23) відсутні лінійні рухомості компенсуються:

- лінійна рухомість f_x – двома кутовими рухомостями КП L_5 і M_5 $\varphi_y = I_L + I_M$;

- лінійна рухомість f_y – двома кутовими рухомостями КП G_3 і D_3 $\varphi_x = I_G + I_D$;

- лінійна рухомість f_z – двома кутовими рухомостями КП G_3 і D_3 $\varphi_y = I_G + I_D$.

Таким чином, у контурі $G_3D_3L_5M_5$ надлишкові зв'язки відсутні.

У контурі $M_5L_5Y_3T_3$ (рис. 3.24) відсутні лінійні рухомості f_x і f_y компенсуються парами кутових рухомостей $\varphi_y = I_L + I_M$ і $\varphi_x = I_Y + I_T$ відповідно.

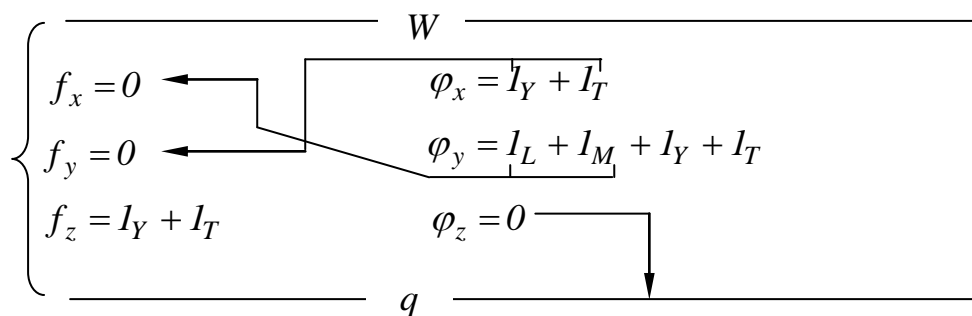


Рис. 3.24. Схема рухомостей у контурі $M_5L_5Y_3T_3$

У той же час відсутність кутової рухомості φ_z визначає наявність у контурі $M_5L_5Y_3T_3$ одного надлишкового зв'язку.

Схема рухомостей для контуру $F_4T_3Y_3I_4S_3R_3$ наведена на рис. 3.25.

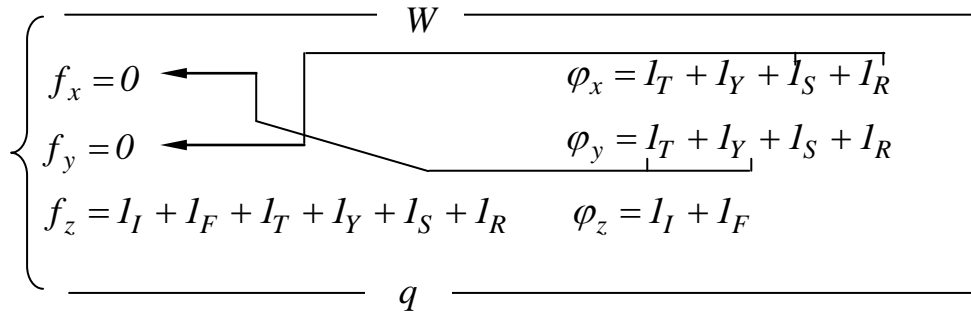


Рис. 3.25. Схема рухомостей у контурі $F_4T_3Y_3I_4S_3R_3$

Її аналіз показує, що в контурі $F_4T_3Y_3I_4S_3R_3$ надлишкові зв'язки відсутні.

У контурі $R_3S_3K_5N_5$ (рис. 3.26) відсутні лінійні рухомості f_x і f_y компенсуються парами кутових рухомостей $\varphi_y = I_K + I_N$ і $\varphi_x = I_S + I_R$ відповідно. Відсутність кутової рухомості φ_z визначає наявність у контурі $R_3S_3K_5N_5$ одного надлишкового зв'язку.

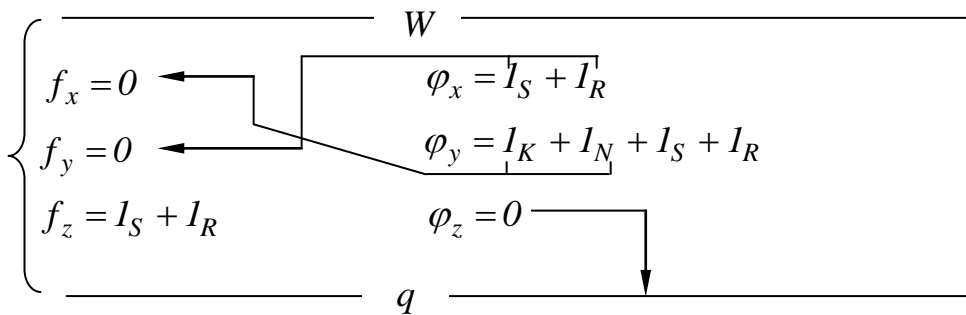


Рис. 3.26. Схема рухомостей у контурі $R_3S_3K_5N_5$

Схема рухомостей для контуру $N_5K_5C_3J_3$ наведена на рис. 3.27. Її аналіз показує, що в даному контурі надлишкові зв'язки відсутні.

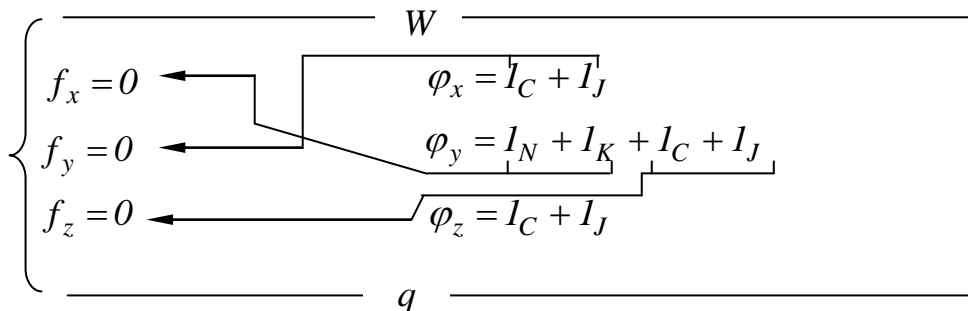


Рис. 3.27. Схема рухомостей у контурі $N_5K_5C_3J_3$

На рис. 3.28 показана схема рухомостей для останнього контуру $A_3B_3G_3F_4J_3$, аналіз якої свідчить про відсутність у ньому надлишкових зв'язків.

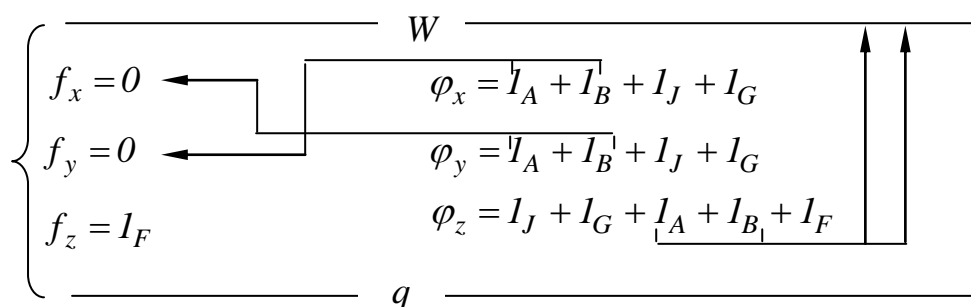


Рис. 3.28. Схема рухомостей у контурі $A_3B_3G_3F_4J_3$

Наведені вище матеріали підтвердили наявність у механізмі піднімання полозу струмознімального пристрою типу ТЛ-13У двох надлишкових зв'язків ($q = 2$). Це визначається відсутністю кутових рухомостей φ_z у незалежних контурах $M_5L_5Y_3T_3$ і $R_3S_3K_5N_5$. Такі результати є основою для проведення подальших досліджень з усунення надлишкових зв'язків в кінематичному ланцюгові, що розглядається.

Одним з варіантів розв'язання задачі усунення надлишкових зв'язків в структурі механічної системи СЗП типу ТЛ-13У є заміна обертальних кінематичних пар V класу N_5 і L_5 кінематичними парами IV класу N_4 і L_4 (сферичними шарнірами з пальцями).

Відповідно до запропонованого варіанта структури механізму піднімання полоза струмознімального пристрою: $n = 11$; $W = 1$; $p_5 = 2$; $p_4 = 6$; $p_3 = 10$; $k = 7$; $f = 44$.

Число надлишкових зв'язків за формулою О.П. Малишева

$$q = 2 - 6 \cdot 11 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 6 + 3 \cdot 10 = 0.$$

Число надлишкових зв'язків за формулою О.Г. Озола

$$q = 1 + 6 \cdot 7 - 44 = 0.$$

Схеми рухомостей у контурах $M_5L_4Y_3T_3$ і $R_3S_3K_5N_4$ показані на рис. 3.29 і 3.30. Вони підтверджують відсутність надлишкових

зв'язків у механізмі піднімання полоза струмознімального пристрою типу ТЛ-13У з запропонованим (оптимальним) варіантом структури.

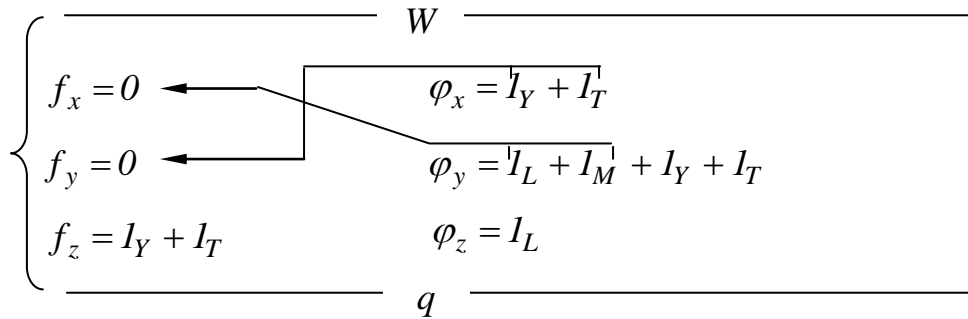


Рис. 3.29. Схема рухомостей у контурі $M_5L_4Y_3T_3$

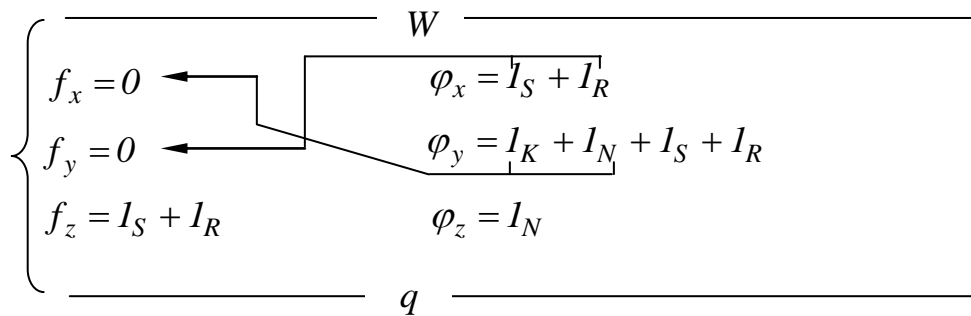


Рис. 3.30. Схема рухомостей у контурі $R_3S_3K_5N_4$

4. Сучасні методи розрахунку кінематичних параметрів руху механізмів

Кінематичний аналіз механізмів полягає у визначенні руху їх ланок за заданим рухом початкових ланок.

Відповідно до цього основними завданням кінематичного дослідження механізмів є:

1. Визначення положень ланок механізму, знаходження переміщень окремих рухомих ланок і побудування траєкторій окремих точок механізму.

2. Визначення швидкостей окремих рухомих ланок і точок механізму.

3. Визначення прискорень окремих рухомих ланок і точок механізму.

Кінематичний аналіз складних кінематичних ланцюгів механізмів виконується окремо за структурними групами, починаючи з найближчих до початкових ланок. Тому при проведенні кінематичного дослідження повинні задаватися кінематична схема механізму (з необхідними розмірами ланок), а також закони руху точок приєднання структурних груп до початкових ланок у вигляді відповідних рівнянь: $\varphi = f(t)$ – для початкових ланок, що здійснюють обертальний рух; $S = f(t)$ – для початкових ланок, що здійснюють поступальний рух.

При проведенні кінематичного аналізу механізму розглядається рух його ланок без урахування сил, що діють на ланки, та інерційних параметрів ланок (мас, моментів інерції). За результатами таких досліджень встановлюється відповідність кінематичних параметрів заданим умовам роботи механізму, визначаються величини інерційних навантажень (сил інерції, моментів сил інерції), а також потужність привода механізму.

Більшість механізмів, що складають механічні системи сучасних технічних засобів, є циклічними, тобто здійснюють періодичний рух. Під **періодом руху** розуміється проміжок часу, після закінчення якого механізм повертається у початкове положення, а його кінематичні параметри набувають початкових значень. Після цього рух механізму здійснюється за тими самими законами. Таким чином, **кінематичне дослідження достатньо проводити для одного періоду руху механізму.**

При дослідженні кінематики сучасних механізмів використовуються графічні, графоаналітичні та аналітичні методи.

Завдяки простоті реалізації та наочності широкого розповсюдження набули **графічні методи** кінематичних досліджень. При розв'язанні багатьох прикладних задач з визначення положень ланок, швидкостей та прискорень точок і ланок механізмів вони забезпечують прийнятну точність результатів. До основних недоліків цих методів можна віднести:

- складність застосування методів за необхідності виконання великої кількості одноманітних побудовань;

- неможливість визначення прискорень рухомих ланок і точок у крайніх положеннях механізму;

- неможливість визначення напрямків швидкостей та прискорень окремих точок рухомих ланок механізмів.

У практиці проведення інженерних досліджень руху механізмів досить розповсюдженим є **графоаналітичний метод**, який оснований на побудованні планів швидкостей та прискорень. Перевагою такого методу є те, що з планів швидкостей та прискорень одержуються як величини, так і напрямки швидкостей та прискорень заданих точок механізму. У той же час застосування графоаналітичного методу при проведенні дослідження кінематики механізму за цикл його руху стає досить трудомістким.

Суттєву перевагу над першими двома методами **мають аналітичні методи** кінематичного дослідження, які базуються на тому, що лінійні та кутові координати, швидкості та прискорення ланок визначаються у вигляді аналітичних залежностей, які містять кінцеве число алгебраїчних або тригонометричних операцій. При розв'язанні широкого кола наукових задач такі методи вважаються єдино можливими. У першу чергу це стосується досліджень динаміки механізмів, які виконуються з використанням аналітичних описань закономірностей руху ланок.

Особливості застосування графічного і графоаналітичного методів для дослідження кінематики механізмів достатньо висвітлені в розробленому на кафедрі «Механіка і проектування машин» методичному забезпеченні лабораторного практикуму та курсового проектування з дисципліни «Теорія механізмів і машин».

4.1. Аналітичні методи кінематичного аналізу механізмів

При проведенні аналітичного дослідження кінематики механізмів доцільно використовувати аналоги швидкостей та прискорень (за Л.В. Ассуром). Це пояснюється тим, що для заданої кінематичної схеми механізму аналоги швидкостей і прискорень є функцією тільки узагальненої координати і не залежать від швидкості руху початкової ланки. Тобто дослідження можливо проводити геометричними методами. Крім того, аналоги швидкості та прискорення дають можливість порівняння законів руху ланок і вибору оптимального варіанта конструкції механізму для забезпечення заданих умов роботи.

В якості узагальненої координати розглядається координата положення початкової ланки – кут φ_1 повороту кривошипа або лінійне переміщення S_1 повзуна.

Відомо, що швидкість будь-якої точки ланки j , яка здійснює поступальний рух, є першою похідною переміщення ланки за часом:

$$v_j = \dot{S}_j = \frac{dS_j}{dt}. \quad (4.1)$$

Після помноження і поділення на $d\varphi_1$ рівняння (4.1) набуває вигляду

$$v_j = \frac{dS_j}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \frac{dS_j}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt}, \quad (4.2)$$

де $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$ – кутова швидкість обертання початкової ланки (кривошипа);

$\frac{dS_j}{d\varphi_1} = S_j' = v_{qj}$ – аналог лінійної швидкості будь-якої точки ланки j , що здійснює поступальний рух.

Рівняння (4.2) можна записати в такому вигляді:

$$v_j = v_{qj} \cdot \omega_1. \quad (4.3)$$

Аналог лінійної швидкості v_q – це перша похідна лінійних переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1=1 \text{ рад/с}$ v_q чисельно дорівнює лінійній швидкості ланки. Розмірність аналогів лінійної швидкості – м/рад .

Аналогічно записується рівняння (4.3) для ланки j , що здійснює обертальний рух:

$$\omega_j = \frac{d\varphi_j}{dt} \cdot \frac{d\varphi_1}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_j}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} = \varphi_j' \cdot \omega_1, \quad (4.4)$$

де $\varphi_j' = \frac{d\varphi_j}{d\varphi_1} = \omega_{qj}$ – аналог кутової швидкості ланки j , що здійснює обертальний рух.

$$\omega_j = \omega_{qj} \cdot \omega_1. \quad (4.5)$$

Аналог кутової швидкості ω_q – це перша похідна кутових переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1=1 \text{ рад/с}$ ω_q чисельно дорівнює кутовій швидкості ланки. Аналог кутової швидкості – величина безрозмірна.

У загальному випадку аналоги швидкостей визначаються як відношення швидкостей ланок до швидкості початкової ланки:

$$v_{qj} = \frac{v_j}{\omega_1}; \quad \omega_{qj} = \frac{\omega_j}{\omega_1}. \quad (4.6)$$

Тому аналоги швидкостей також називаються **передаточними функціями швидкості** механізмів.

Лінійне прискорення будь-якої точки ланки j , що здійснює поступальний рух, визначається з диференціювання рівняння (4.3)

$$a_j = \frac{dv_j}{dt} = \frac{d(S_j' \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{dS_j'}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + S_j' \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = S_j'' \cdot \omega_1^2 + S_j' \cdot \varepsilon_1, \quad (4.7)$$

де $\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{dt}$ – кутове прискорення початкової ланки (кривошипу);

$$S_j'' = \frac{d^2 S_j}{d\varphi_1^2} = a_{qj} \text{ — аналог лінійного прискорення будь-якої точки}$$

ланки j , що здійснює поступальний рух.

Рівняння (4.7) можна записати в такому вигляді:

$$a_j = a_{qj} \cdot \omega_1^2 + v_{qj} \cdot \varepsilon_1. \quad (4.8)$$

Аналог лінійного прискорення a_q — це друга похідна лінійних переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1 = 1 \text{ рад/с}$ a_q чисельно дорівнює лінійному прискоренню ланки. Розмірність аналогів лінійного прискорення — м/рад^2 . При $\omega_1 = \text{const}$

$$a_j = a_{qj} \cdot \omega_1^2. \quad (4.9)$$

Кутове прискорення ланки j , що здійснює обертальний рух, визначається з диференціювання рівняння (4.4):

$$\varepsilon_j = \frac{d\omega_j}{dt} = \frac{d(\varphi_j' \cdot \omega_1)}{dt} = \omega_1 \cdot \frac{d\varphi_j'}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} + \varphi_j' \cdot \frac{d\omega_1}{dt} = \varphi_j'' \cdot \omega_1^2 + \varphi_j' \cdot \varepsilon_1, \quad (4.10)$$

де $\varphi_j'' = \frac{d^2 \varphi_j}{d\varphi_1^2} = \varepsilon_{qj}$ — аналог кутового прискорення ланки j , що здійснює обертальний рух.

Рівняння (4.10) можна записати в такому вигляді:

$$\varepsilon_j = \varepsilon_{qj} \cdot \omega_1^2 + \omega_{qj} \cdot \varepsilon_1. \quad (4.11)$$

Аналог кутового прискорення ε_q — це друга похідна кутових переміщень за узагальненою координатою. При $\omega_1 = 1 \text{ рад/с}$ ε_q чисельно дорівнює кутовому прискоренню ланки. Розмірність аналогів кутового прискорення — $1/\text{рад}$. При $\omega_1 = \text{const}$

$$\varepsilon_j = \varepsilon_{qj} \cdot \omega_1^2. \quad (4.12)$$

В залежності від складності будови плоских механізмів при проведенні аналітичного дослідження кінематичних характеристик їх ланок можуть застосовуватися такі методи:

1. Для деяких механізмів з простою будовою розроблення математичних описань закономірностей руху їх ланок може проводитися безпосередньо за кінематичною схемою без використання спеціальних підходів.

2. Для механізмів із складною будовою отримання математичних залежностей, що описують закономірності руху ланок, потребує використання спеціальних підходів (наприклад, методу проєкцій замкнених векторних контурів на координатні осі, який запропонував В.А. Зинов'єв).

Практичну реалізацію першого методу розглянемо на прикладі синусного механізму, кінематична схема якого показана на рис. 4.1.

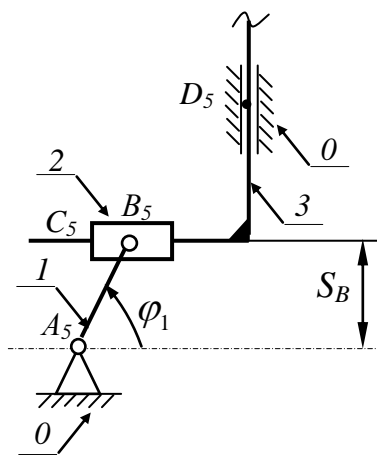


Рис. 4.1. Кінематична схема синусного механізму

Метою кінематичного дослідження є розроблення аналітичних описань передаточних функцій положення, швидкостей та прискорень точки B , що належить ланці 2, у функції узагальненої координати $\varphi_1 - S_B, v_{qB}, a_{qB} = f(\varphi_1)$.

При заданій довжині ланки 1 l_{AB} шукані залежності можуть бути записані в такому вигляді:

$$S_B = l_{AB} \cdot \sin \varphi_1, \quad (4.13)$$

$$v_{qB} = S'_B = l_{AB} \cdot \cos \varphi_1, \quad (4.14)$$

$$a_{qB} = S''_B = -l_{AB} \cdot \sin \varphi_1. \quad (4.15)$$

4.2. Особливості кінематичного аналізу важільних механізмів технічних засобів залізничного транспорту

З урахуванням того, що основу конструкції механічних систем більшості технічних засобів залізничного транспорту складають механізми зі складною будовою, проведення дослідження кінематики їх ланок потребує спеціальних методів. Найбільш поширеним серед них є метод **В.А. Зинов'єва (метод проєкцій замкнених векторних контурів на осі координат)**.

Відповідно до такого методу аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів можливо отримати, якщо умовно замінити дійсний механізм замкненим векторним контуром, який утворюють ланки механізму.

Нижче на прикладі кривошипно-шатунного механізму ДВЗ розглянуто особливості застосування такого методу для дослідження кінематики плоских кінематичних ланцюгів.

Метою дослідження кінематики КШМ (кінематична схема механізму наведена на рис. 4.2) є отримання аналітичних залежностей вигляду $s_B, v_B, a_B = f(\varphi_1)$.

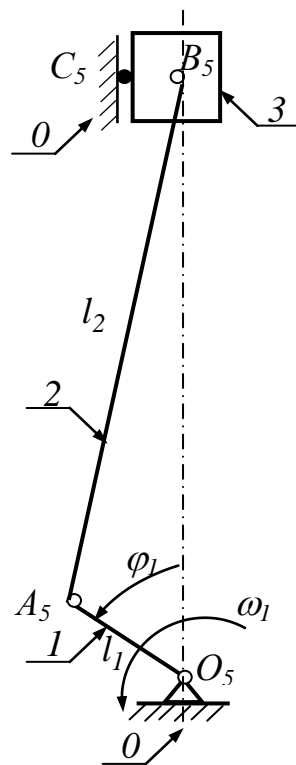


Рис. 4.2. Кінематична схема кривошипно-повзунного механізму: 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – поршень; 0 – стояк

В якості початкових даних ураховуються радіус кривошипа l_1 і довжина шатуна l_2 . Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей вводиться коефіцієнт $\lambda_1 = l_2 / l_1$.

Відповідно до методу, що розглядається, аналітичні залежності для визначення основних кінематичних параметрів механізму можна отримати з замкнених векторних контурів, які утворюють ланки такого механізму. Тоді для КШМ необхідно розглянути векторний контур $OABCO$ в системі координат XZ , що утворений векторами \bar{l}_1 , \bar{l}_2 і \bar{Z}_B (рис. 4.3).

Аналітичні залежності для визначення кінематики ланок механізму визначаються з контуру $OABO$, для якого нижче записана умова його замкненості:

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_2 - \bar{Z}_B = 0. \quad (4.16)$$

Рівняння проєкцій векторного контуру на координатні осі Z і X

$$l_1 \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 - Z_B = 0; \quad (4.17)$$

$$l_1 \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = 0. \quad (4.18)$$

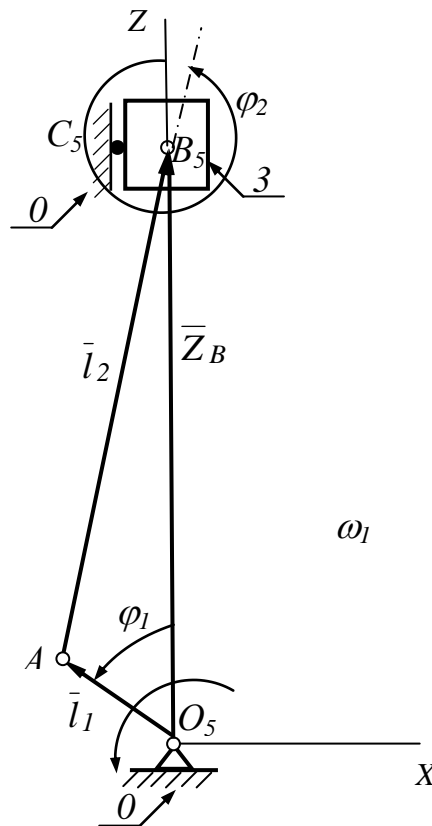


Рис. 4.3. До розглядання векторного контуру $OABCO$, утвореного ланками КШМ

Величина поточного кута φ_2 з рівняння (4.18)

$$\varphi_2 = \arcsin\left(-\frac{\sin \varphi_1}{\lambda_1}\right). \quad (4.19)$$

Поточне переміщення поршня 3 (відносно положення в.м.т.) з рівняння (4.17)

$$S_B = l_1 \cdot [(1 - \cos \varphi_1) + \lambda_1 \cdot (1 - \cos \varphi_2)]. \quad (4.20)$$

З диференціювання рівняння (4.18) за $d\varphi_1$ аналог кутової швидкості шатуна 2

$$\omega_{q2} = -\frac{\cos \varphi_1}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (4.21)$$

З диференціювання рівняння (4.20) за $d\varphi_1$ поточна швидкість поршня 3

$$v_B = \omega_1 \cdot l_1 \cdot \frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\cos \varphi_2}. \quad (4.22)$$

З подвійного диференціювання рівняння (4.18) за $d\varphi_1$ аналог кутового прискорення шатуна 2

$$\varepsilon_{q2} = \frac{\sin \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \sin \varphi_2}{\lambda_1 \cdot \cos \varphi_2}. \quad (4.23)$$

З диференціювання рівняння (4.22) за $d\varphi_1$ поточне прискорення поршня 3

$$a_B = \omega_1^2 \cdot l_1 \cdot (\cos \varphi_1 + \lambda_1 \cdot \varepsilon_{q2} \cdot \sin \varphi_2 + \lambda_1 \cdot \omega_{q2}^2 \cdot \cos \varphi_2). \quad (4.24)$$

В якості прикладу застосування розроблених аналітичних залежностей на рис. 4.4 наведено результати дослідження

кінематики поршнів тепловозного дизеля типу ПД1М (6 ЧН 31,8/33) при таких вихідних даних: $l_1 = 165 \text{ мм}$; $l_2 = 710 \text{ мм}$; $\omega_1 = 78,53 \text{ рад/с}$ ($n_1 = 750 \text{ хв}^{-1}$).

Слід зауважити, що метод проекцій замкнених векторних контурів на координатні осі є досить зручним для дослідження кінематики ланок просторових замкнених кінематичних ланцюгів.

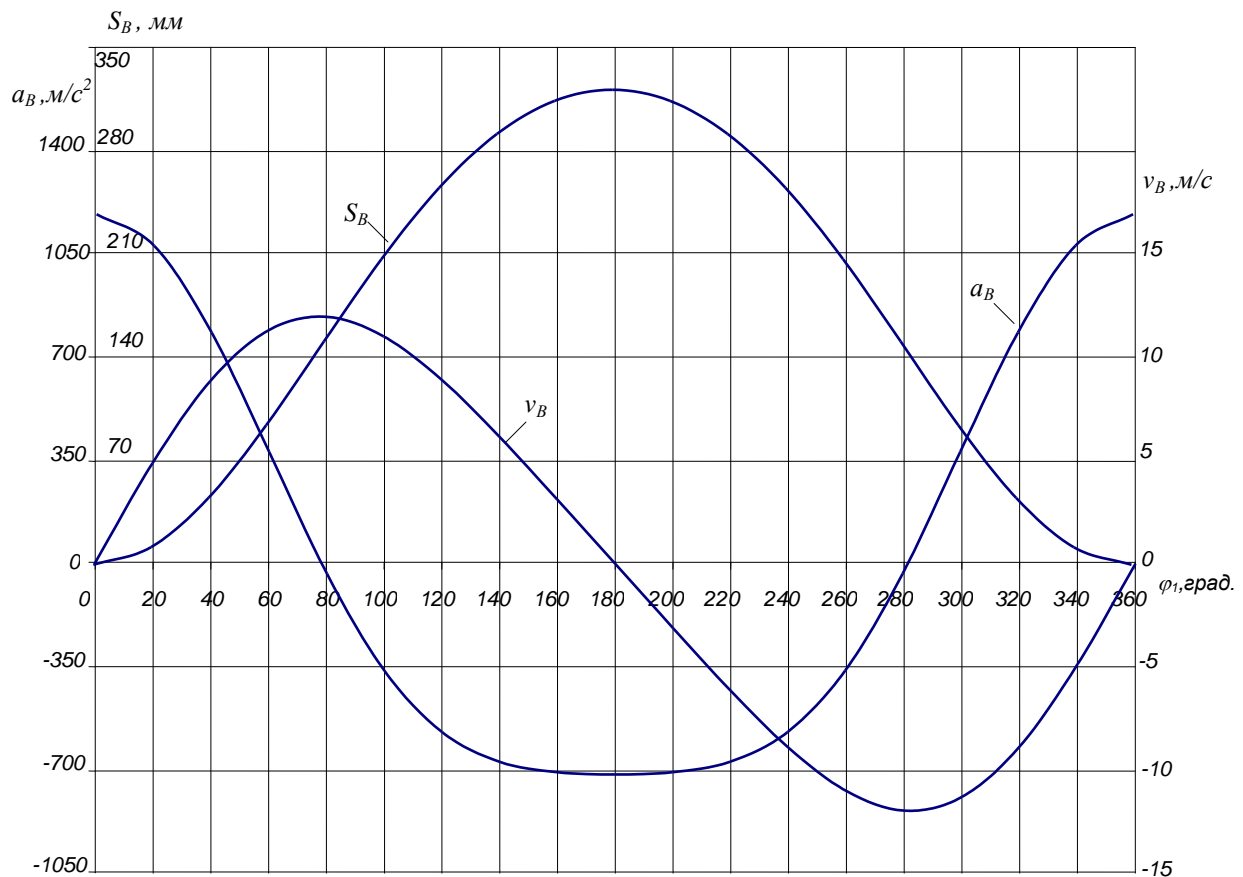


Рис. 4.4. Кінематичні характеристики поршнів тепловозного дизеля типу ПД1М

Нижче наведено результати досліджень кінематики ланок просторового механізму регулятора частоти обертання (РЧО) колінчатого вала дизеля М756Б, що функціонує у складі силових установок сучасних дизель-поїздів. Такий механізм призначений для забезпечення потрібної величини частоти обертання колінчатого вала n_{KB} дизеля відповідно до встановленої позиції контролера машиніста $i \in [1;16]$.

До кінематичного ланцюга важільного механізму управління РЧО (кінематична схема наведена на рис. 4.5) входять такі ланки: 1 – повзун; 2 – шатун; 3 – важіль керування тягою холостого ходу з кутом розвалу плечей $\alpha = 90^\circ$; 4 – тяга холостого ходу; 5 – пусковий важіль з кутом розвалу плечей $\beta = 180^\circ$; 0 – стояк (корпус механізму).

В якості початкової і вхідної ланки механізму розглядається повзун 1. Його поточне положення Z_{Ai} (положення всіх ланок кінематичного ланцюга) визначається переміщенням S_{Ai} , що відповідає виходу виконавчої ланки електропневматичного модуля (ЕПМ), величина якого залежить від встановленої позиції контролера машиніста i . Значення частоти обертання n_{KB} визначається положенням φ_{5i} важеля 5 (величиною сили затягування $F_{ПР}$ всережимної пружини РЧО). Таким чином, метою даного дослідження було отримання аналітичної залежності вигляду $\varphi_{5i} = f(S_{Ai})$.

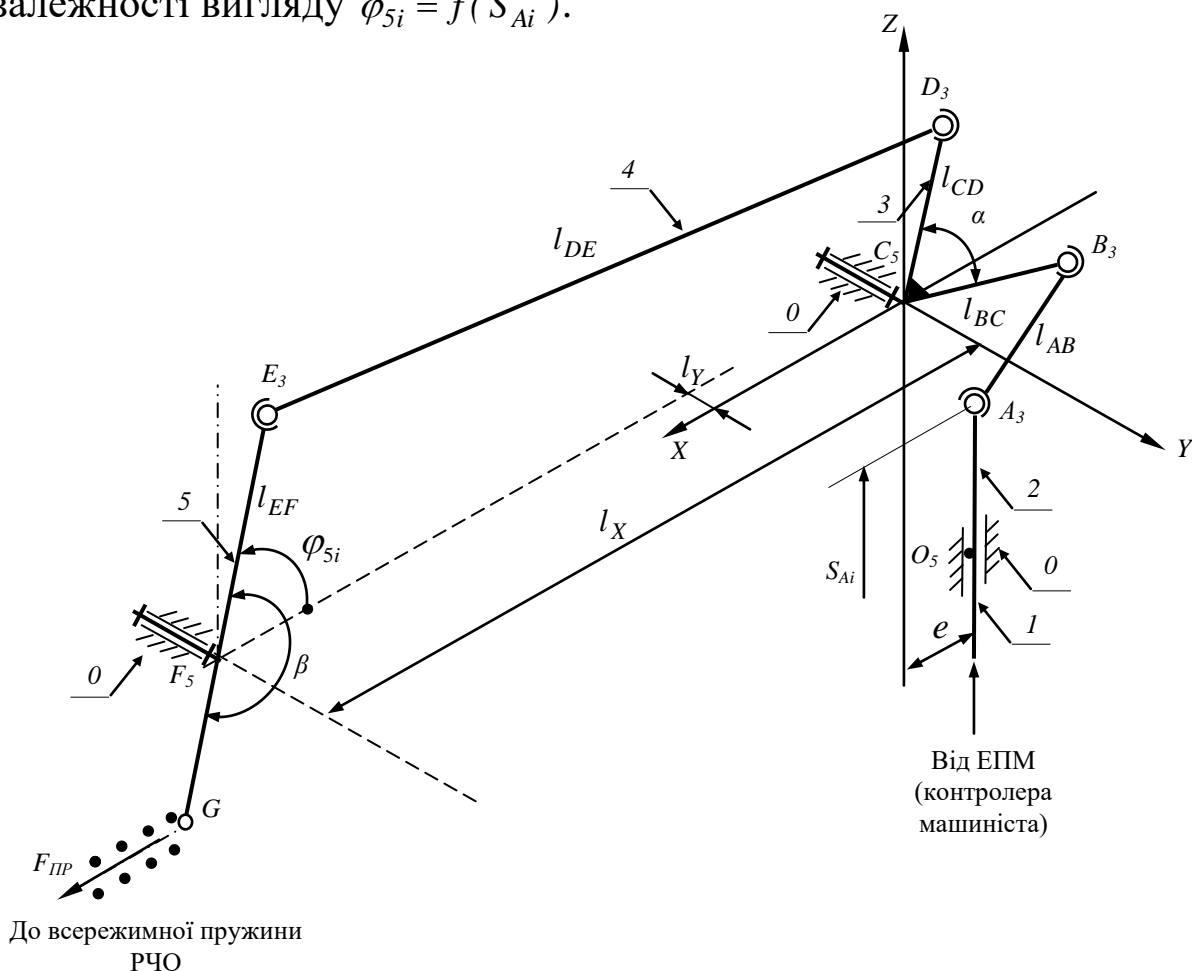


Рис. 4.5. Кінематична схема механізму управління РЧО тепловозного дизеля М756Б

Вихідними даними (рис. 4.5, 4.6), що урахуюються в дослідженні, є закон руху початкової ланки $S_{Ai} = f(i)$; довжини ланок 2...5 – $l_{AB}, l_{BC}, l_{CD}, l_{DE}, l_{EF}$; відстань між осями обертання важелів 3 і 5 – l_x ; відстань між паралельними площинами XZ , в яких обертаються важелі 3 і 5 – l_y ; відстань між віссю Z і віссю руху повзуна 1 – e ; вихідне положення точки A – Z_{A0} .

Відповідно до методу проєкцій замкнених векторних контурів на координатні осі при розробленні шуканої аналітичної залежності необхідно розглянути такі векторні контури:

- плоский контур $ABCKA$, що утворений векторами $\vec{l}_{AB}, \vec{l}_{BC}, \vec{Z}_B$ і \vec{e} , які розташовані в одній площині XZ ;
- просторовий контур $CDEFC$, що утворений векторами $\vec{l}_{CD}, \vec{l}_{DE}, \vec{l}_{EF}$ і \vec{l}_{FC} .

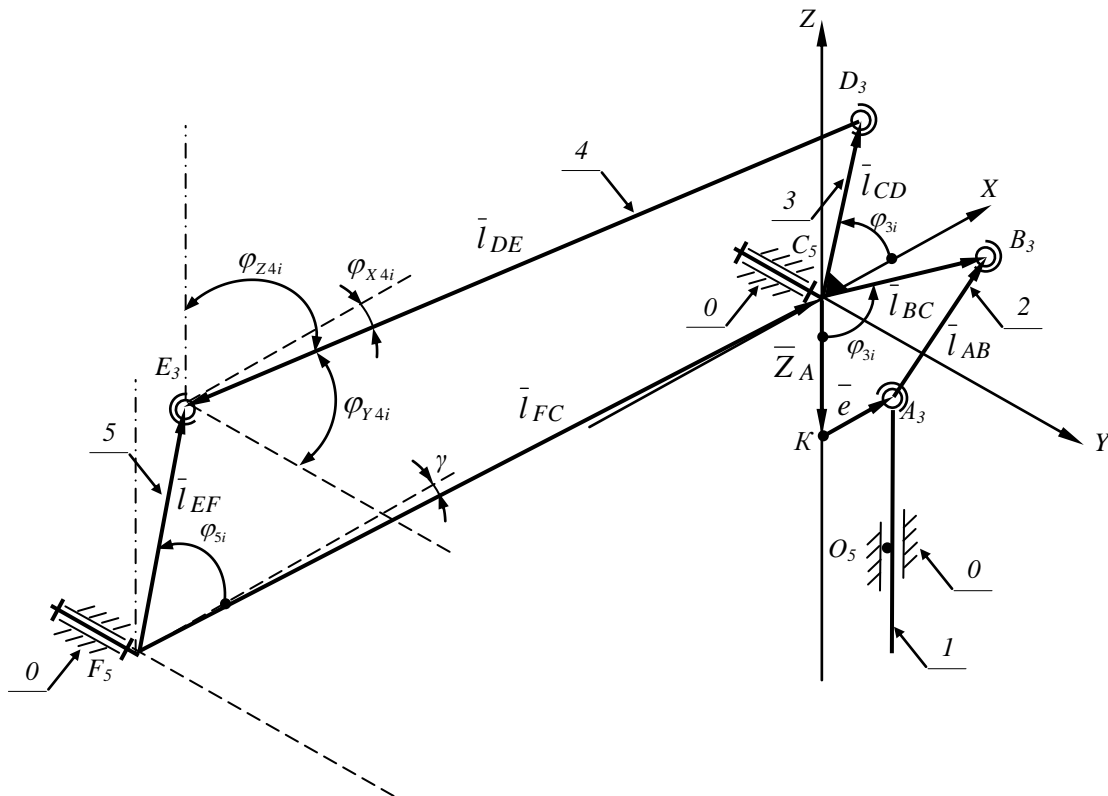


Рис. 4.6. Кінематична схема і заміні векторні контури механізму управління РЧО

Відповідно до цього розв'язання задачі також поділяється на два етапи.

Перший етап: з розглядання контуру $ABCKA$ отримання аналітичної залежності вигляду $\varphi_{3i} = f(S_{Ai})$.

Другий етап: з розглядання контуру $CDEFC$ отримання шуканої аналітичної залежності вигляду $\varphi_{5i} = f(S_{Ai})$.

Для зручності отримання розрахункових аналітичних залежностей при проведенні **першого етапу** досліджень є доцільним введення коефіцієнтів $\lambda_2 = l_{AB} / l_{BC}$; $\lambda_e = e / l_{BC}$.

При цьому $l_{AB} = \lambda_2 \cdot l_{BC}$, $e = \lambda_e \cdot l_{BC}$.

Умова замкненості контуру $ABCKA$

$$\bar{l}_{AB} + \bar{l}_{BC} = \bar{Z}_{Ai} + \bar{e}. \quad (4.25)$$

Рівняння (4.25) в проєкціях на координатні осі Z і X

$$-l_{BC} \cdot Z_{BCi} - l_{AB} \cdot Z_{ABi} = -Z_{Ai}; \quad (4.26)$$

$$l_{BC} \cdot X_{BCi} + l_{AB} \cdot X_{ABi} = e, \quad (4.27)$$

де змінні $Z_{ABi}, Z_{BCi}, X_{ABi}, X_{BCi}$ – напрямні косинуси кутів між векторами $\bar{l}_{AB}, \bar{l}_{BC}$ і осями координат Z і X (рис. 4.6), які підлягають визначенню.

Перетворення рівнянь (4.26) і (4.27), а також використання відомих тригонометричних співвідношень між невідомими $Z_{ABi}, Z_{BCi}, X_{ABi}$ і X_{BCi} дозволили сформулювати систему з чотирьох рівнянь для їх визначення:

$$\begin{cases} Z_{BCi} + \lambda_2 \cdot Z_{ABi} = \lambda_{Z_{Ai}}; \\ X_{BCi} + \lambda_2 \cdot X_{ABi} - \lambda_e = 0; \\ X_{BCi}^2 + Z_{BCi}^2 = 1; \\ X_{ABi}^2 + Z_{ABi}^2 = 1, \end{cases} \quad (4.28)$$

де змінна $\lambda_{Z_{Ai}} = (Z_{A0} - S_{Ai}) / l_{BC}$.

З використанням рівнянь системи (4.28) отримане таке співвідношення

$$\lambda_e \cdot \sqrt{1 - Z_{BCi}^2} + \lambda_{Z_{Ai}} \cdot Z_{BCi} = A_i, \quad (4.29)$$

де змінна $A_i = \frac{\lambda_{Z_{Ai}}^2 - \lambda_2^2 + \lambda_e^2 + 1}{2}$.

З перетворення формули (4.29) отримано рівняння

$$Z_{BCi}^2 + B_i \cdot Z_{BCi} + C_i = 0, \quad (4.30)$$

де змінні $B_i = -\frac{2 \cdot A_i \cdot \lambda_{Z_{Ai}}}{\lambda_{Z_{Ai}}^2 + \lambda_e^2}$; $C_i = \frac{(A_i^2 - \lambda_e^2)}{(\lambda_{Z_{Ai}}^2 + \lambda_e^2)}$.

З розв'язання рівняння (4.30) шуканий кут φ_{3i}

$$\varphi_{3i} = \arccos \left(-\frac{B_i}{2} \pm \sqrt{\frac{B_i^2}{4} - C_i} \right). \quad (4.31)$$

Для розглянутого механізму РЧО (рис. 4.6) при кожному заданому положенні повзуна I можливі два положення важеля 3. Проведені пошукові дослідження показали, що в даному випадку слід обирати кут φ_{3i} , який відповідає від'ємному значенню підкорінного виразу рішення (4.31). Тоді остаточним рішенням для визначення кута φ_{3i} буде формула

$$\varphi_{3i} = \arccos \left(-\frac{B_i}{2} - \sqrt{\frac{B_i^2}{4} - C_i} \right). \quad (4.32)$$

Для отримання розрахункових аналітичних залежностей при проведенні **другого етапу** досліджень уводились коефіцієнти $\lambda_3 = l_{CD} / l_{DE}$; $\lambda_5 = l_{EF} / l_{DE}$, $\lambda_0 = l_{FC} / l_{DE}$.

При цьому $l_{CD} = \lambda_3 \cdot l_{DE}$, $l_{EF} = \lambda_5 \cdot l_{DE}$, $l_{FC} = \lambda_0 \cdot l_{DE}$.

Умова замкнення просторового контуру $CDEFC$

$$\bar{l}_{FC} + \bar{l}_{CD} + \bar{l}_{DE} = \bar{l}_{EF}. \quad (4.33)$$

Рівняння (4.33) в проекціях на осі координат X, Y, Z

$$\begin{cases} l_{FC} \cdot X_{FC} + l_{CD} \cdot X_{CDi} + l_{DE} \cdot X_{DEi} - l_{EF} \cdot X_{EFi} = 0, \\ l_{FC} \cdot Y_{FC} + l_{DE} \cdot Y_{DEi} = 0, \\ l_{CD} \cdot Z_{CDi} + l_{DE} \cdot Z_{DEi} - l_{FE} \cdot Z_{EFi} = 0, \end{cases} \quad (4.34)$$

де $X_{FC}, X_{CDi}, X_{DEi}, X_{EFi}, Y_{FC}, Y_{DEi}, Z_{CDi}, Z_{DEi}, Z_{EFi}$ – напрямні косинуси кутів між векторами $\bar{l}_{FC}, \bar{l}_{CD}, \bar{l}_{DE}, \bar{l}_{EF}$ і осями координат X, Y, Z .

Серед вказаних параметрів відомими є змінні $X_{CDi} = Z_{BCi} = \cos \varphi_{3i}$, $Z_{CDi} = \sin \varphi_{3i}$ (результати розрахунків попереднього етапу досліджень), а також константи $X_{FC} = \cos \gamma$ і $Y_{FC} = \sin \gamma$ (рис. 4.6). Шуканим параметром є змінна $X_{EFi} = \cos \varphi_{5i}$. Невідомими є також напрямні косинуси $Z_{EFi} = \sin \varphi_{5i}$, $X_{DEi} = \cos \varphi_{X4i}$, $Y_{DEi} = \cos \varphi_{Y4i}$ і $Z_{DEi} = \cos \varphi_{Z4i}$ (рис. 4.6). Таким чином, система рівнянь (4.34) містить п'ять невідомих.

Перетворення рівнянь системи (4.34), а також використання загальновідомих співвідношень дозволило для визначення невідомих параметрів сформулювати систему (4.35) з п'яти рівнянь:

$$\begin{cases} \lambda_0 \cdot X_{FC} + \lambda_3 \cdot X_{CDi} + X_{DEi} - \lambda_5 \cdot X_{EFi} = 0; \\ \lambda_0 Y_{FC} + Y_{DEi} = 0; \\ \lambda_3 \cdot Z_{CDi} + Z_{DEi} - \lambda_5 \cdot Z_{EFi} = 0; \\ X_{DEi}^2 + Y_{DEi}^2 + Z_{DEi}^2 = 1; \\ X_{EFi}^2 + Z_{EFi}^2 = 1. \end{cases} \quad (4.35)$$

При перетворенні системи (4.35) отримано рівняння, розв'язання якого дозволяє знайти поточні значення кута φ_{5i} , що відповідають встановленій позиції контролера машиніста i (величині узагальненої координати)

$$X_{EFi}^2 + P_i \cdot X_{EFi} + Q_i = 0, \quad (4.36)$$

де P_i, Q_i – коефіцієнти рівняння (4.36), що визначаються для кожного i -го положення механізму за формулами

$$P_i = -\frac{R_i \cdot \{R_i^2 - [1 - (\lambda_0 \cdot Y_{FC})^2 - (\lambda_3 \cdot Z_{CDi})^2 - \lambda_5^2]\}}{\lambda_5 \cdot (R_i^2 + \lambda_3^2 \cdot Z_{CDi}^2)}, \quad (4.37)$$

де змінна $R_i = \lambda_0 \cdot X_{FC} + \lambda_3 \cdot X_{CDi}$

$$Q_i = \frac{\{R_i^2 - [1 - (\lambda_0 \cdot Y_{FC})^2 - (\lambda_3 \cdot Z_{CDi})^2 - \lambda_5^2 I]^2\} - (2 \cdot \lambda_5 \cdot \lambda_3 \cdot Z_{CDi})^2}{4 \cdot \lambda_5^2 \cdot (R_i^2 + \lambda_3^2 \cdot Z_{CDi}^2)} \quad (4.38)$$

З розв'язання рівняння (4.36) шуканий кут φ_{5i}

$$\varphi_{5i} = \arccos \left(-\frac{P_i}{2} \pm \sqrt{\frac{P_i^2}{4} - Q_i} \right) \quad (4.39)$$

Для розглянутого механізму при кожному заданому положенні повзуна I можливі два положення важеля 5. Результати проведених досліджень показали, що в даному випадку слід обирати кут φ_{5i} , який відповідає від'ємному значенню підкорінного виразу рішення (4.39):

$$\varphi_{5i} = \arccos \left(-\frac{P_i}{2} - \sqrt{\frac{P_i^2}{4} - Q_i} \right) \quad (4.40)$$

Нижче наведено результати розрахунків переміщень вихідного важеля 5 механізму РЧО тепловозного дизеля М756Б. Вихідними даними для проведення дослідження є закон руху початкової ланки, що представлений у вигляді відповідної діаграми $S_{Ai} = f(i)$ на рис. 4.7.

Довжини ланок 2...5 – $l_{AB} = 36$ мм, $l_{BC} = 59$ мм, $l_{CD} = 50$ мм, $l_{DE} = 173$ мм, $l_{EF} = 70$ мм; відстань між осями обертання важелів 3 і 5 – $l_X = 173$ мм; відстань між паралельними площинами XZ, в яких обертаються важелі 3 і 5 – $l_Y = 15$ мм; відстань між віссю Z і віссю руху повзуна – $e = 20$ мм; вихідне положення точки A – $Z_{A0} = 76,5$ мм.

Результати досліджень з визначення положень важеля 5 в залежності від встановленої позиції контролера машиніста представлені у вигляді діаграми $\varphi_{5i} = f(i)$ на рис. 4.8.

Наведені результати дослідження кінематики механізму управління РЧО колінчатого вала дизеля М756Б можуть

використовуватися при обґрунтуванні рекомендацій з удосконалення конструкції системи регулювання швидкості дизель-поїздів ДР1А.

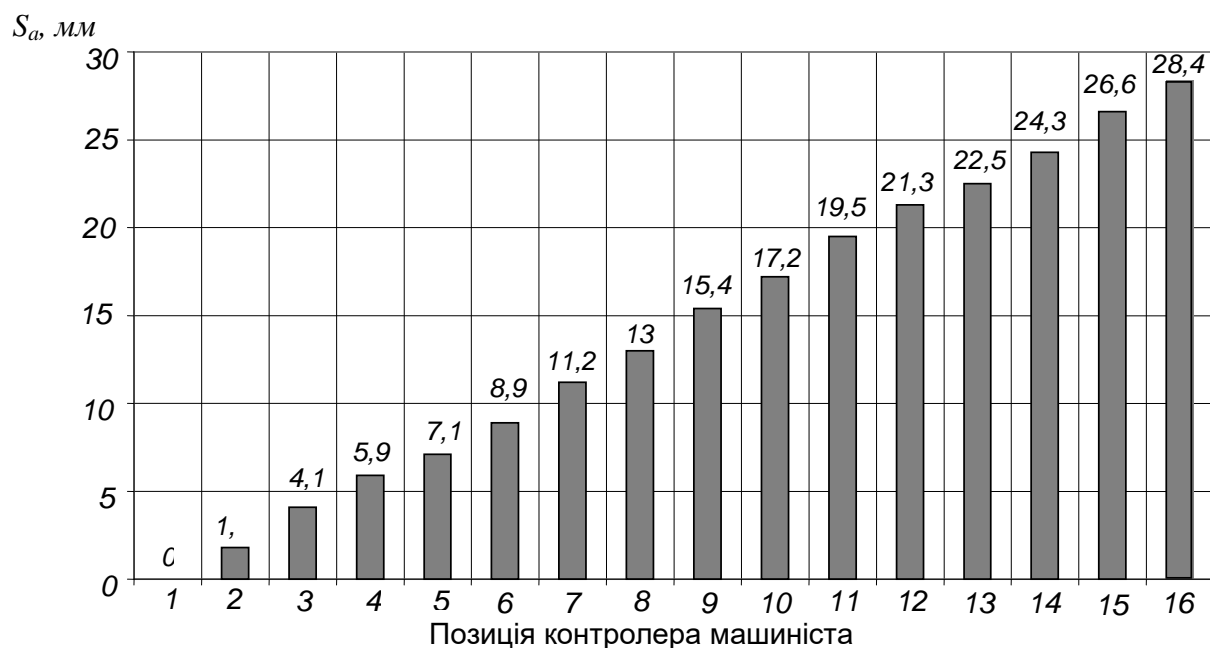


Рис. 4.7. Діаграма переміщень початкової ланки механізму управління РЧО тепловозного дизеля М756Б

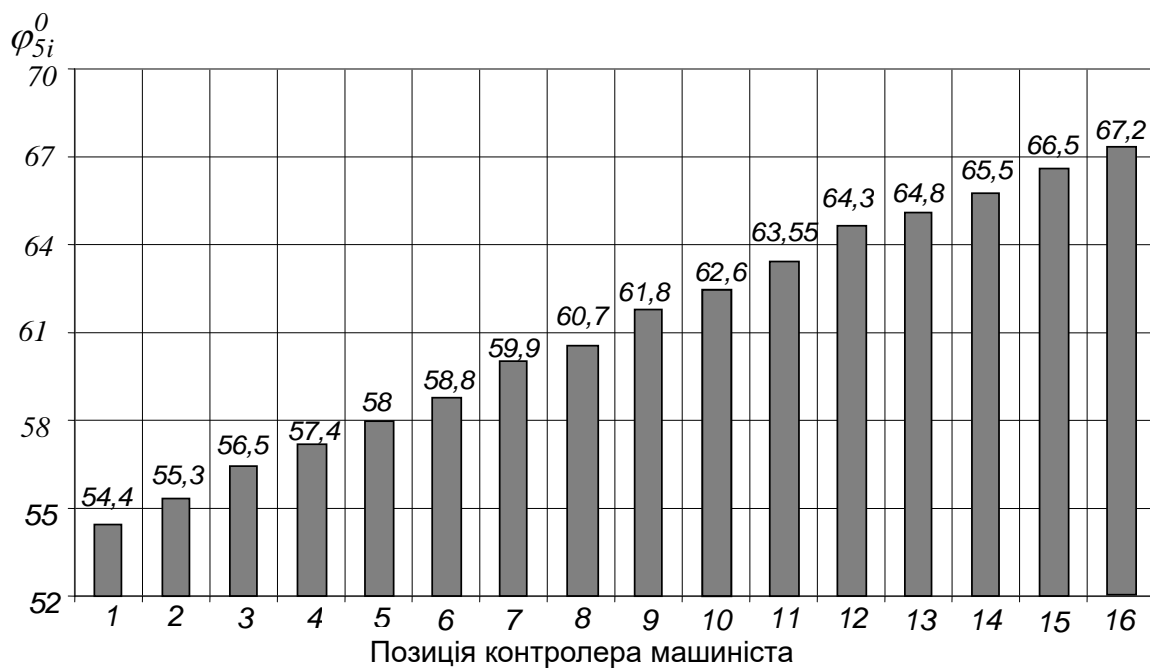


Рис. 4.8. Діаграма переміщень вихідного важеля механізму управління РЧО тепловозного дизеля М756Б

5. ОСНОВИ ПРОЕКТУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ З ВИЩИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ ПАРАМИ

Здійснення потрібних рухів ланок механізмами, які містять лише нижчі кінематичні пари (важільними механізмами), не завжди буває доцільним з причин складності їх кінематичних схем. Відтворення потрібного руху при малій кількості ланок забезпечується механізмами з вищими КП, до яких належать зубчаті, кулачкові, фрикційні механізми та ін. Мінімальна кількість ланок таких механізмів дорівнює трьом – вхідна, вихідна ланки та стояк. Суттєва перевага механізмів з вищими КП полягає також в тому, що вони перетворюють рух теоретично точно, чого в механізмах з нижчими КП досягти практично неможливо.

Поверхні елементів вищої КП, що забезпечують заданий закон руху, називаються **спряженими поверхнями**. Механізми з вищими КП можуть мати одну або декілька спряжених поверхонь. Перший випадок використовується, наприклад, у кулачкових механізмах, які відтворюють зворотний рух вихідної ланки за законом, який задається зміною передаточної функції (положення, швидкості або прискорення). Другий випадок використовується в зубчатому зачепленні (кінематичній парі, що утворена зубчатими колесами), в якому безперервний рух вихідної ланки забезпечується шляхом взаємодії декількох пар спряжених поверхонь. Передаточна функція зубчатих механізмів, як правило, стала і називається передаточним відношенням. Нижче розглядаються особливості проектування механізмів, які обумовлені наявністю вищої КП.

5.1. Зубчаті передачі

5.1.1. Загальні відомості

У відповідності з ГОСТ 16530-83 зубчатою передачею (ЗП) називається триланковий механізм, в якому два зубчаті колеса (або зубчате колесо і зубчата рейка) утворюють із стояком обертальні (або обертальну та поступальну) кінематичні пари, а між собою вищу КП. Обидва зубчаті колеса (рис. 5.1) мають

зубці (виступи) і западини такої форми, що при входженні зубців одного колеса в западини другого вони утворюють вищу КП. У таких механізмах здійснення передачі руху відбувається за рахунок механічного зачеплення зубців вхідного зубчатого колеса 1 за зубці вихідного колеса 2.

Зубчате колесо передачі з меншим числом зубців називається **шестернею**, а з більшим – **колесом**. При їх рівності шестернею є вхідне зубчате колесо.

Передаточне відношення ЗП визначається за формулою

$$i_{12} = \mu \frac{\omega_1}{\omega_2} . \quad (5.1)$$

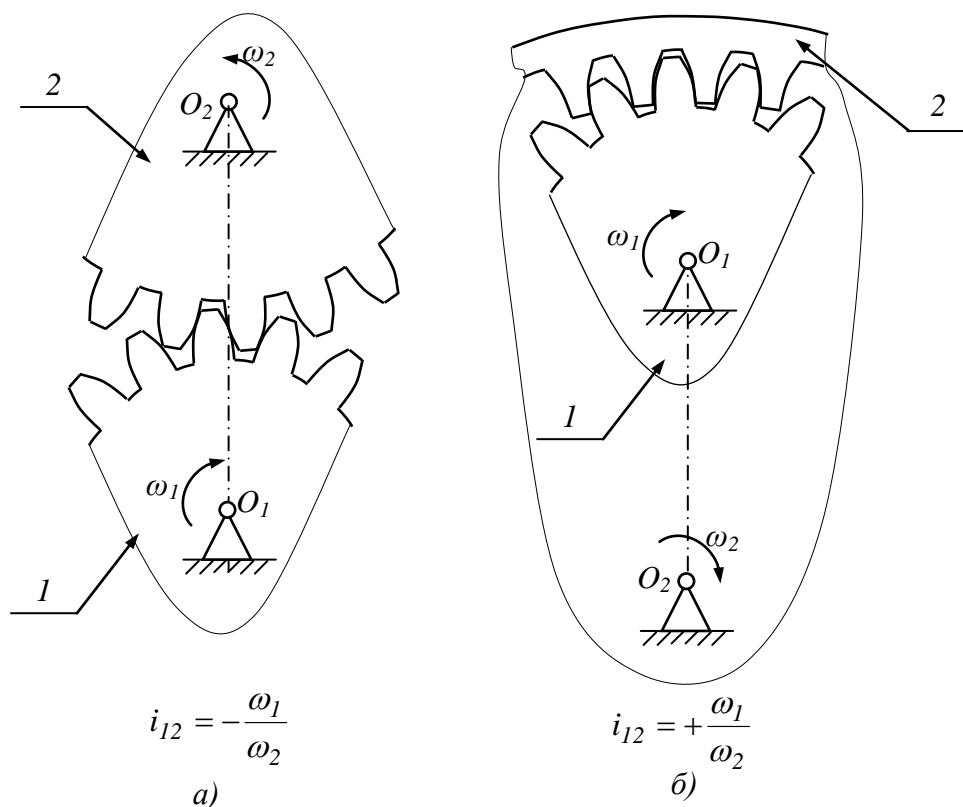


Рис 5.1. До визначення передаточного відношення i_{12} зубчатої передачі

Знак «+» для передаточного відношення i_{12} приймається для ЗП, в яких напрямки кутових швидкостей ω_1 і ω_2 співпадають (ЗП внутрішнім зачепленням – рис. 5.1, б), а «-» - при протилежних напрямках ω_1 і ω_2 (ЗП зовнішнім зачепленням – рис. 5.1, а).

Зубчаті передачі складають найбільш розповсюджену та важливу групу механічних передач. Вони використовуються у багатьох технічних засобах різноманітного призначення – від годинників, приладів до найскладніших машин. При цьому ЗП можуть працювати з коловими швидкостями 140 м/с (при діаметрах до 10 м і більше) і при передачі потужностей до десятків тисяч кіловат. Найбільш доцільно використовувати ЗП для забезпечення сталого передаточного відношення і при передачі великих потужностей.

Переваги зубчатих передач:

- малі габарити (порівняно з іншими механічними передачами);
- забезпечення сталого передаточного відношення;
- високий механічний коефіцієнт корисної дії;
- можливість використання для передачі руху в широкому діапазоні передаточних відношень, швидкостей і потужностей.

Недоліки зубчатих передач:

- вимоги високої точності виготовлення;
- високий рівень шуму при обертанні зубчатих коліс з великими швидкостями;
- можливість появи ударних навантажень на зубці при недостатній точності виготовлення зубчатих коліс.

5.1.2. Класифікація зубчатих передач

Залежно від взаємного розташування осей обертання валів, між якими здійснюється передача обертального руху і на яких встановлюються зубчаті колеса, ЗП поділяються на три типи:

- циліндричні ЗП – передачі обертання циліндричними зубчатими колесами між валами, осі яких паралельні;
- конічні ЗП – передачі обертання конічними зубчатими колесами між валами, осі яких перетинаються;
- гіперболоїдні ЗП – передачі обертання гіперболоїдними зубчатими колесами між валами, осі яких схрещуються.

Циліндричні зубчаті передачі (рис. 5.2) є плоскими зубчатими механізмами. На рис. 5.2, *a – г* зображена циліндрична ЗП, утворена **прямозубими зубчатими колесами**, лінії зубців

яких паралельні осям. Це найпоширеніші ЗП. Проте їх рекомендовано використовувати при малих ковочних швидкостях зубчатих коліс ($v < 3 \text{ м/с}$) і для передачі невеликих навантажень. Це обґрунтовано тим, що одночасно знаходиться в зачепленні може не більше двох пар зубців. Причому зубці зубчатих коліс входять у контакт відразу по всій довжині. Тому незначні помилки при виготовленні та монтажі призводять до того, що робота такої ЗП характеризується порушенням умов контактування зубців і високим рівнем шуму.

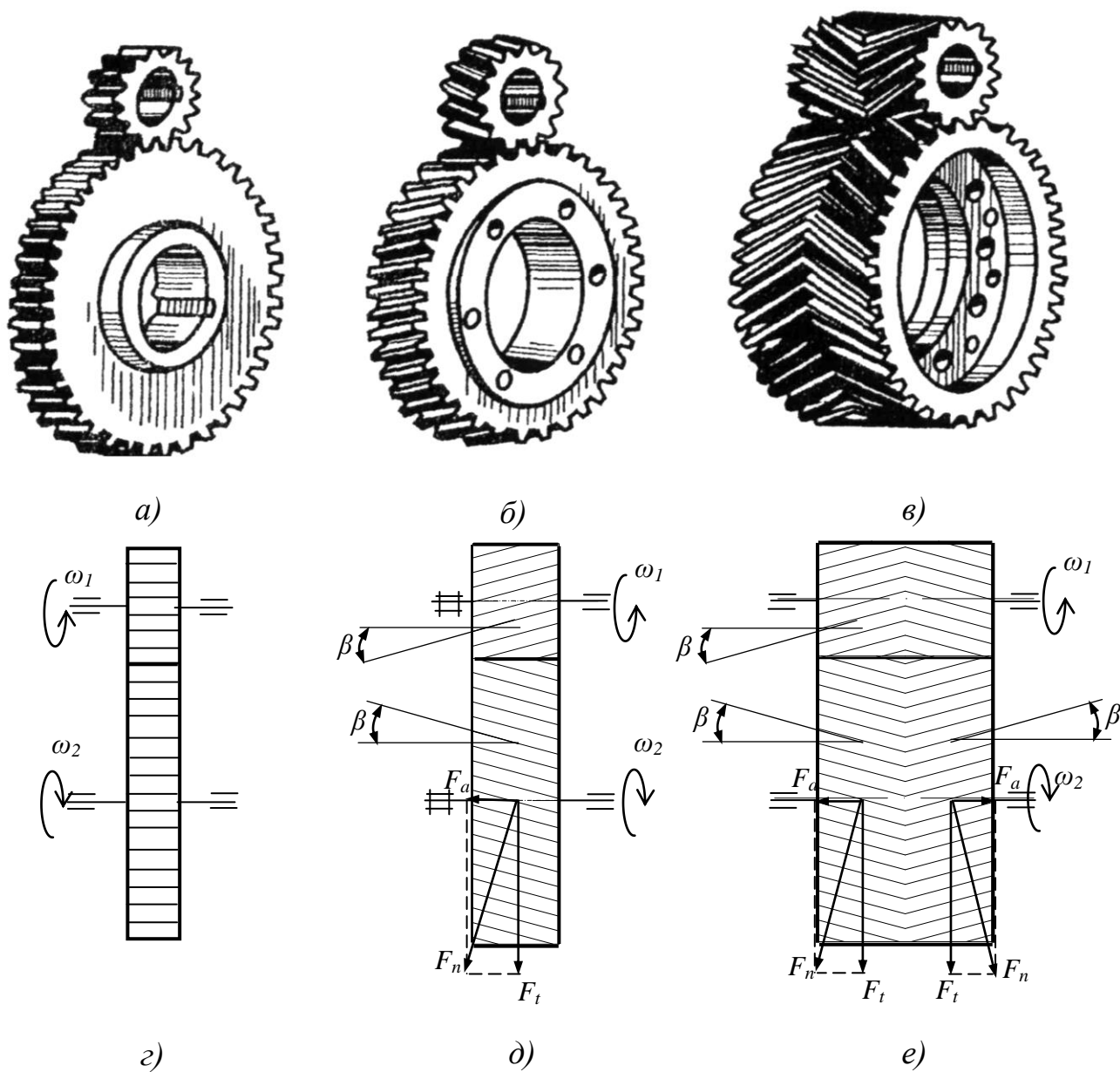


Рис. 5.2. Циліндричні зубчаті передачі

При підвищених колових швидкостях і необхідності передачі великих навантажень використовуються циліндричні ЗП, утворені **косозубими зубчатими колесами** (рис. 5.2,б). Лінії зубців в таких колесах розміщені по гвинтовій лінії, що характеризується **кутом нахилу зубців** β (рис. 5.2,д).

Циліндричні ЗП з косозубими зубчатими колесами мають високу навантажувальну здатність, їх робота характеризується меншим рівнем шуму. Це пояснюється тим, що зубці входять у зачеплення поступово по всій їх довжині і одночасно контактувати можуть декілька пар зубців. Основним недоліком косозубих ЗП є наявність осьової сили F_a (рис. 5.2, д), яка діє на зубці, вали та їх опори. Величина сили F_a залежить від значення кута β ($F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta$, де F_t (колова сила) – корисна складова нормальної сили F_n , яка діє на зуб при передачі руху).

Конструктивно компенсація осьових навантажень F_a здійснюється в циліндричних ЗП, які утворені **шевронними зубчатими колесами** (рис. 5.2,в). Лінії зубців таких зубчатих коліс спрямовані в протилежні боки симетрично середині колеса під кутом нахилу β . При такому розміщенні зубців осьові сили взаємно урівноважуються (рис. 5.2,е). Проте треба зазначити, що виробництво шевронних зубчатих коліс значно складніше і дорожче за косозубих. Тому шевронні ЗП використовують у технічних засобах, експлуатація яких пов'язана з необхідністю виконання жорстких вимог (наприклад, головний редуктор привода ескалатора метрополітену).

Внутрішнє та рейкове зачеплення розглядаються як різновиди передач циліндричними зубчатими колесами. Внутрішнє зачеплення (рис. 5.3, а) характеризується тим, що зубці колеса нарізані на внутрішній поверхні циліндричного тіла. Особливості геометрії контактуючих зубців у внутрішньому зачепленні визначають більшу навантажувальну здатність такої ЗП, а взаємне розташування шестерні і колеса роблять її більш компактною (порівняно, наприклад, з прямозубою ЗП зовнішнього зачеплення з таким самим передаточним відношенням).

У рейковому зачепленні (рис. 5.3, б) зубчата рейка умовно розглядається як зубчате колесо, діаметр якого прагне до нескінченності. Рейкове зачеплення використовують для перетворення обертального руху в поступальний (шибер

механізму стрілочного електропривода) або навпаки (зубчата рейка механізму управління паливними насосами високого тиску тепловозного дизеля).

Конічні ЗП є просторовими зубчатими механізмами. Найчастіше їх використовують із кутом перетину осей валів (міжосьовим кутом) $\Sigma = 90^{\circ}$. Така передача називається **ортогональною**. На рис. 5.4, *а* показана конічна ЗП, утворена **прямозубими зубчатими колесами**. Такі передачі мають такі самі переваги та недоліки, що властиві циліндричним прямозубим ЗП. Для забезпечення надійної роботи з високими коловими швидкостями при передачі великих навантажень застосовуються конічні ЗП з **косозубими зубчатими колесами** (рис. 5.4, *б*). У техніці також широко розповсюджені ЗП, які утворені конічними зубчатими колесами з **криволінійними зубцями** (рис. 5.4, *в*).

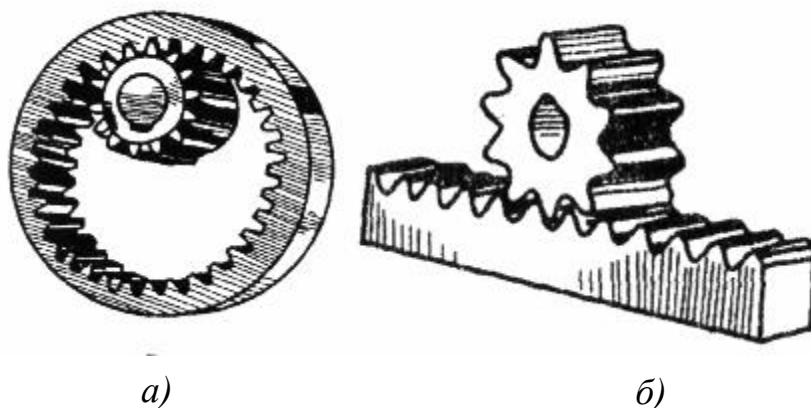


Рис. 5.3. Внутрішнє (а) і рейкове (б) зубчаті зачеплення

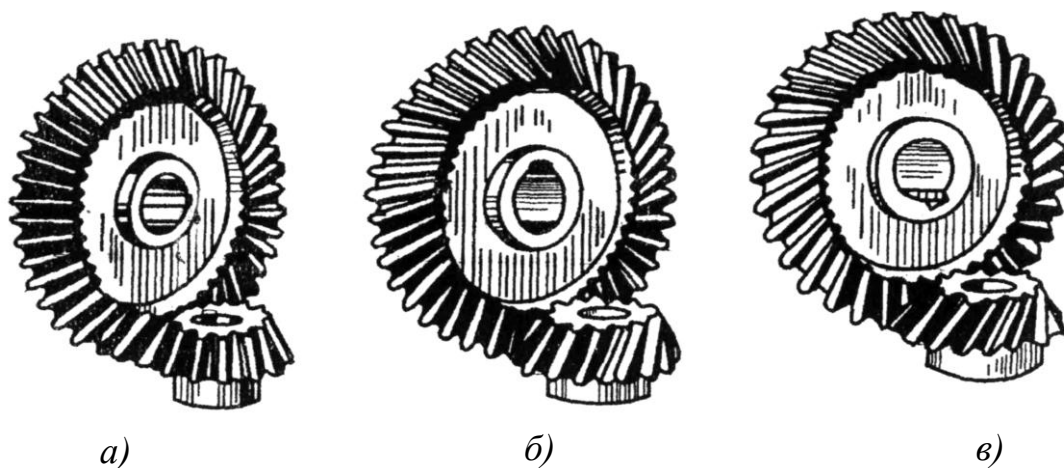


Рис. 5.4. Конічні зубчаті передачі

До просторових зубчатих механізмів відносять також **гіперболоїдні ЗП** – **гепоїдні, гвинтові та черв'ячні**. Конфігурації **гіперболоїдних зубчатих коліс** характеризуються формою певних ділянок гіперболоїдів обертання (рис. 5.5, *a*). Так, **гепоїдні колеса** (утворюють гепоїдну ЗП – рис. 5.5, *б*) відповідають частині *1* гіперболоїда, а **гвинтові колеса** (утворюють гвинтову ЗП – рис. 5.5, *в*) – формі горловини гіперболоїда *2*.

Черв'ячні передачі утворюється **черв'яком 1 і черв'ячним колесом 2** (рис. 5.5, *г*). Основною перевагою таких передач є можливість отримання великих передаточних відношень при компактності механізму. У техніці отримали розповсюдження черв'ячні передачі з циліндричним (рис. 5.5, *з*) і глобоїдним (рис. 5.5, *д*) черв'яками.

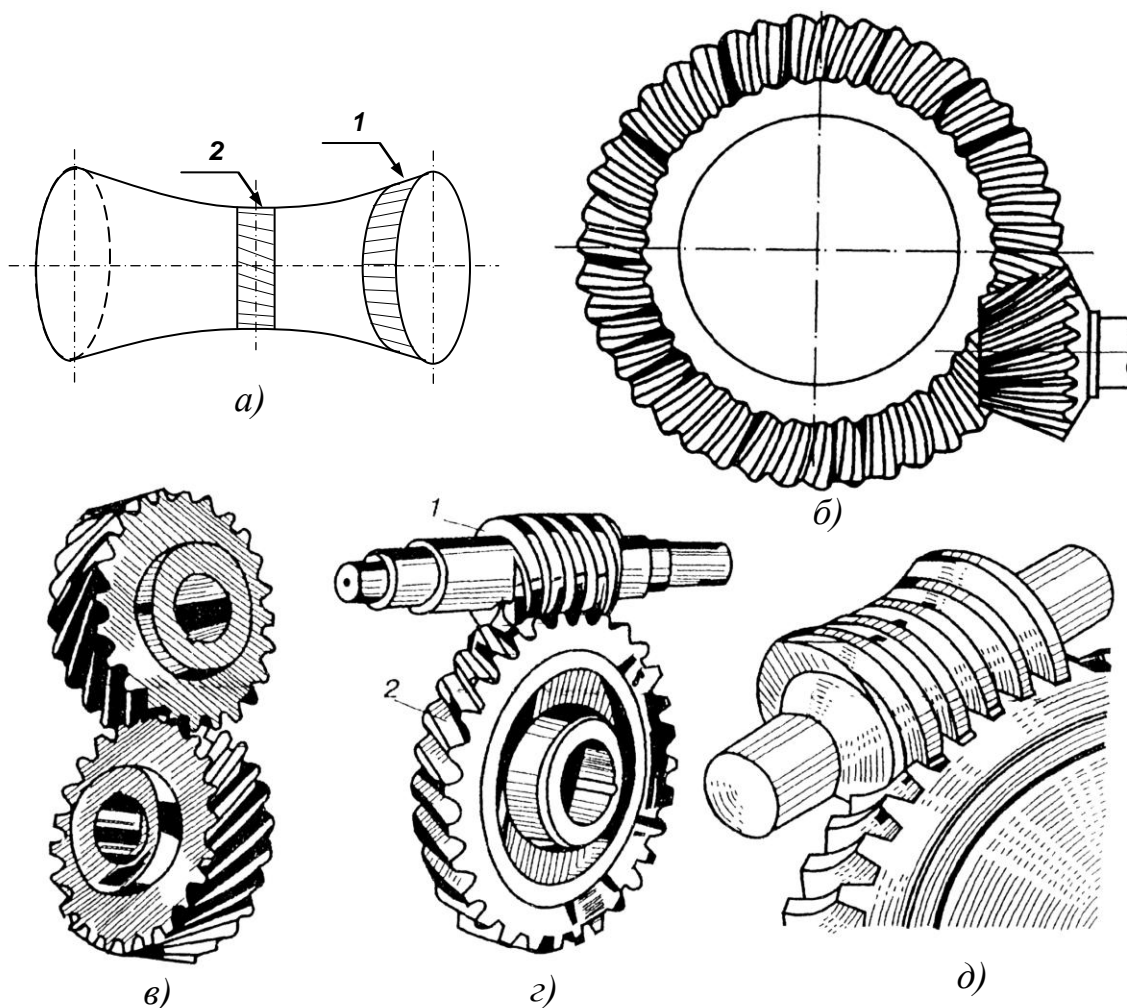


Рис. 5.5. Гіперболоїдні зубчаті передачі

5.1.3. Методи дослідження кінематики плоских механізмів з вищими кінематичними парами. Основна теорема плоского зачеплення

Найчастіше в задачах дослідження кінематики плоских механізмів з вищими кінематичними парами, в яких передача обертального руху здійснюється між ланками з паралельними осями, використовується **метод центроїд**.

Нерухома центроїда – геометричне місце миттєвих центрів обертання плоскої фігури, що рухається, в нерухомій площині. **Рухома центроїда** – геометричне місце миттєвих центрів швидкостей у площині, пов'язаний з рухом плоскої фігури. *При русі плоскої фігури в її площині рухома центроїда котиться без ковзання по нерухомій, тобто довжини відповідних дуг рухомої і нерухомої центроїд рівні між собою.* **Зворотна теорема про центроїди** – *будь-який рух плоскої фігури в її площині можна здійснити шляхом обкочування без ковзання рухомої центроїди по нерухомій з відповідною в даний момент кутовою швидкістю.*

Миттєвий центр швидкостей P є точкою плоскої фігури, швидкість якої в даний момент дорівнює 0 (визначається як точка перетину перпендикулярів, встановлених з будь-яких двох точок фігури до векторів швидкостей цих точок). У кожний момент часу з ним співпадає **миттєвий центр обертання** – точка нерухомої площини, повертанням навколо якої плоска фігура переміщується з даного положення в положення, нескінченно близьке до даного.

У механізмі, кінематична схема якого наведена на рис. 5.6, ланки 1 і 2, що обертаються відносно осей A і C , утворюють вищу кінематичну пару B в точці контакту (K_1, K_2 – елементи ланок 1 і 2 відповідно).

Знайдемо центроїди як геометричні місця миттєвих центрів обертання і швидкостей. Використовуючи **метод оборотності руху** (ланкам 1 і 2 додатково надається кутова швидкість « $-\omega_1$ », після чого ланка 1 розглядається як нерухома), можна вказати напрямки відносних швидкостей точок C і K_2 відносно точок нерухомої ланки 1 – швидкості \vec{v}_{CA} точки C відносно осі A , вектор якої перпендикулярний до міжосьової відстані AC і швидкості ковзання $\vec{v}_{K_2K_1}$ точки K_2 , вектор якої спрямований вздовж загальної дотичної $t-t$ до профілів, що контактують у точці B .

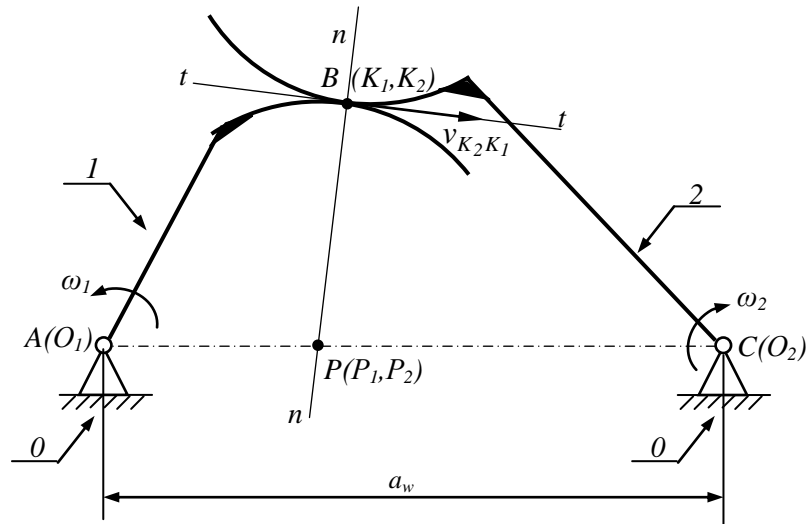


Рис. 5.6. Кінематична схема триланкового механізму з вищою КП

Тоді миттєвий центр швидкостей P ланки 2 і співпадаючий з ним миттєвий центр обертання у відносному русі знаходяться в точці перетину міжосьової відстані AC і загальної нормалі $n - n$ ($n - n \perp t - t$) до профілів, встановленої в загальній контактній точці C . Швидкість відносного руху в точці P дорівнює 0 – $\bar{v}_{12} = \bar{v}_{P_1} - \bar{v}_{P_2} = 0$, де \bar{v}_{P_1} і \bar{v}_{P_2} - вектори швидкості точок P_1 і P_2 при обертанні їх навколо відповідно осей A і C . Тоді справедливим буде рівняння $|\omega_1 \cdot PA| = |\omega_2 \cdot PC|$, з якого можна виразити передаточне відношення,

$$i_{12} = \frac{|\omega_1|}{|\omega_2|} = \frac{PC}{PA}. \quad (5.2)$$

Миттєвий центр швидкостей P називають **полюсом зачеплення** (термін «зачеплення» в даному випадку є синонімом терміну «вища КП»). У дослідженнях **зубчатого зачеплення** центри обертання ланок 1 і 2 найчастіше позначаються літерою O з індексами 1 і 2 – O_1 і O_2 (замість A і C на рис. 5.6).

При таких позначеннях формула (5.2) набуває вигляду

$$i_{12} = \mu \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mu \frac{PO_2}{PO_1}. \quad (5.3)$$

Таким чином, полюс зачеплення P ланок 1 і 2 (рис. 5.6) у відносному русі лежить на міжосьовій лінії O_1O_2 (AC) і ділить міжосьову відстань на відрізки PO_1 (AP) і PO_2 (PC), відношення довжин яких обернено пропорційне відношенню миттєвих кутових швидкостей ланок (у тому числі і зубчатих коліс).

Позначимо міжосьову відстань O_1O_2 через a_w , а відстані PO_1 і PO_2 (радіуси центроїд) – r_{w1} і r_{w2} відповідно. При таких позначеннях

$$i_{12} = \mu \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mu \frac{PO_2}{PO_1} = \mu \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{a_w \mu r_{w1}}{r_{w1}}. \quad (5.4)$$

$$r_{w1} = \frac{a_w}{i_{12} \pm 1}; \quad r_{w2} = \frac{a_w \cdot i_{12}}{i_{12} \pm 1}. \quad (5.5)$$

З формул (5.5) видно, що при сталому передаточному відношенні радіуси центроїд r_{w1} і r_{w2} також сталі. Отже, при передачі обертального руху між ланками з паралельними осями обертання при $a_w = r_{w1} + r_{w2} = const$ і $i_{12} = const$ центроїди є колами. У теорії зубчатих зачеплень центроїди називаються **початковими колами**.

Основна теорема плоского зачеплення (теорема Вілліса – *Willis R. Principles of mechanism. London, 1841*). *Загальна нормаль у точці контакту спряжених профілів в будь-який момент зачеплення повинна проходити через полюс зачеплення P , положення якого на міжосьовій лінії визначається заданим відносним рухом ланок O_1O_2 .*

З рівняння (5.5) видно, що положення полюса P однозначно визначається через радіус r_{w1} , якщо задані міжосьова відстань a_w і передаточне відношення i_{12} . Для доказу теореми Вілліса в точці контакту K профілів зубців Π_1 і Π_2 зубчатих коліс $1, 2$ (рис. 5.7) розглядаються вектори швидкості точок A і B (належать відповідно ланкам 1 і 2 і співпадають з точкою K) і співвідношення між ними – $\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}$.

Напрямки векторів визначають з умов руху точок: $\bar{v}_A \perp AO_1$; $\bar{v}_B \perp BO_2$; $\bar{v}_{BA} // t-t$ або $\bar{v}_{BA} \perp n-n$. Через вісь O_1 проводиться лінія

$n' - n' // n - n$, яка перетинається в точці D з лінією $s - s$, що проходить через вісь O_2 , точку контакту K і точку C . Отриманий ΔO_1DK подібний ΔabK , який утворено векторами $\vec{v}_B, \vec{v}_A, \vec{v}_{BA}$.

З подібності трикутників випливає

$$\frac{aK}{O_1K} = \frac{bK}{DK}, \text{ або } \frac{|\vec{v}_A|}{|\vec{v}_B|} = \frac{O_1K}{DK}, \text{ або } \frac{\omega_1 \cdot O_1A}{\omega_2 \cdot O_2B} = \frac{O_1A}{DK}.$$

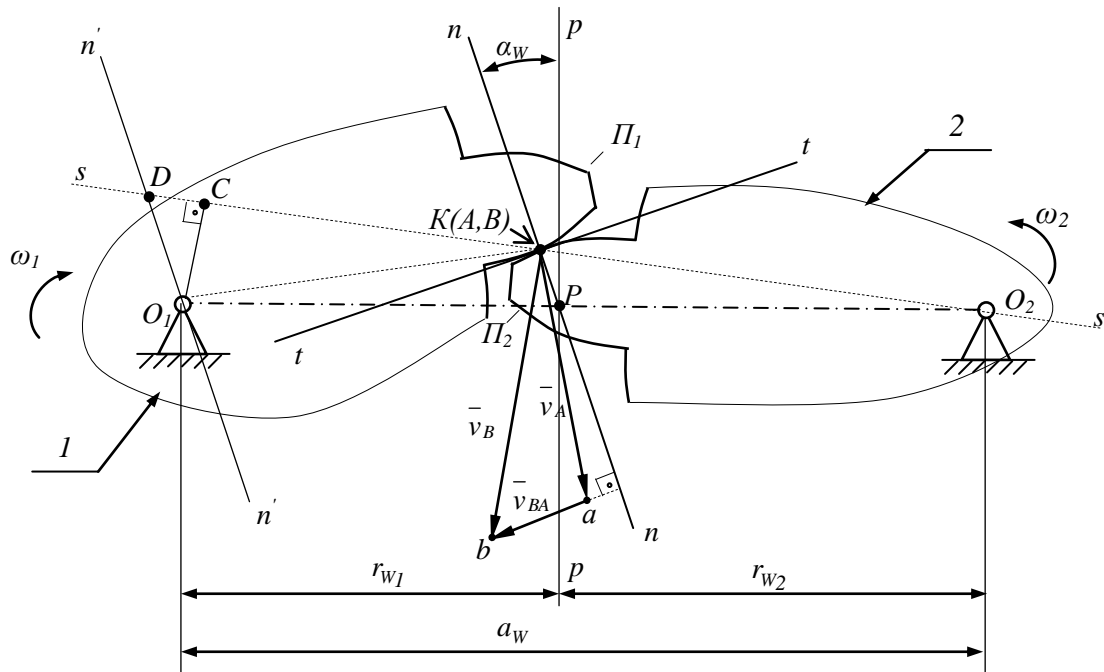


Рис. 5.7. До розгляду теореми Вілліса:

$t - t$ – загальна дотична до профілів Π_1 і Π_2 в точці їх контакту K ; $n - n$ – загальна нормаль; P – полюс зачеплення; $p - p \perp O_1O_2$; α_w – кут зачеплення; r_{w1} і r_{w2} – радіуси початкових кіл зубчатих коліс (центроїд); a_w – міжосьова відстань

З формули $DK / KO_2 = O_1P / PO_2$, яка випливає з умови перетинання сторін кута DO_1O_2 двома паралельними прямими, можна записати співвідношення

$$i_{12} = \mu \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mu \frac{KO_2}{DK} = \mu \frac{PO_2}{PO_1} = \mu \frac{r_{w2}}{r_{w1}}. \quad (5.6)$$

Співвідношення (5.4) і (5.6) ідентичні, що є доказом проходження загальної нормалі $n - n$ через полюс зачеплення P .

Довжина початкового кола i -го зубчатого колеса в ЗП, що має **число зубців** z_i , через **початковий крок** p_w (відстань між однойменними профілями двох сусідніх зубців за дугою початкового кола) визначається як $p_w \cdot z_i = 2 \cdot \pi \cdot r_{w_i}$. Звідки $r_{w_i} = p_w \cdot z_i / (2 \cdot \pi)$. Якщо підставити даний вираз в формулу (5.6), то отримується залежність передаточного відношення ЗП від числа зубців зубчатих коліс:

$$i_{12} = \mu \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mu \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \mu \frac{2 \cdot \pi \cdot p_w \cdot z_2}{2 \cdot \pi \cdot p_w \cdot z_1} = \mu \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.7)$$

Згідно з ГОСТ 16530-83 модуль відношення чисел зубців відповідає передаточному числу ЗП u_{12}

$$u_{12} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.8)$$

З теореми Вілліса випливає, що для забезпечення сталого передаточного відношення ($i_{12} = const$) в ЗП спряжені профілі повинні розташовуватися відносно центроїд так, щоб у будь-якій точці контакту загальна нормаль $n - n$ проходила через незмінно розташований на міжосьовій лінії O_1O_2 полюс зачеплення P .

5.1.4. Спряжені профілі. Евольвента кола. Властивості евольвенти

Профілі, для яких виконується основна теорема плоского зачеплення називаються **спряженими профілями**.

Умові забезпечення в ЗП $i_{12} = const$ задовольняють спряжені профілі зубців зубчатих коліс, які окреслюються евольвентами кіл, циклоїдами (приладобудування, виробництво годинників), дугами кіл (круглогвинтове зачеплення Новикова) та ін.

У машинобудуванні найбільш поширеними є ЗП, що утворюються зубчатими колесами, профілі зубців яких окреслені евольвентами кіл.

Евольвентою кола називають траєкторію будь-якої точки прямої лінії (**твірної прямої**), яка перекочується без ковзання по колу радіуса r_b (**основному колу**). Основне коло є еволютою – геометричним місцем центрів кривизни евольвенти кола (розгортки по відношенню до еволюти). Процес побудови евольвенти кола (далі використовується термін «евольвента») показаний на рис. 5.8, а.

Для отримання **рівнянь евольвенти в параметричному виді** розглядається довільне положення твірної прямої My , яке відповідає точці y у евольвенти (рис. 5.8, б), координатами якої є **радіус-вектор r_y** і полярний кут θ – **евольвентний кут** (кут між радіусом r_b , який проводиться в початкову точку евольвенти і радіусом-вектором розглянутої точки).

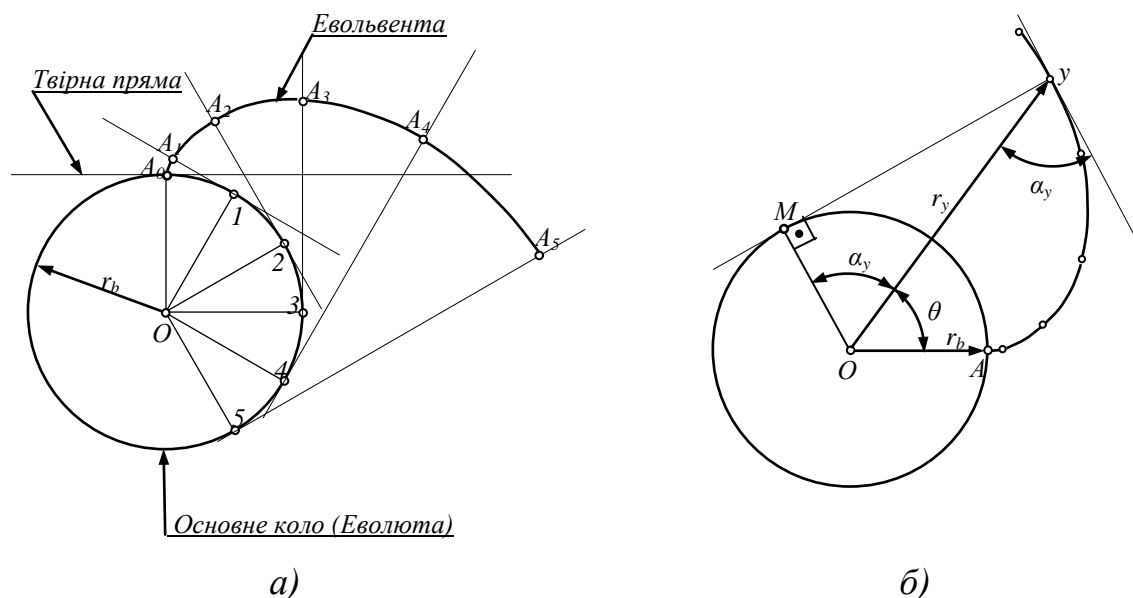


Рис. 5.8. До отримання евольвенти кола та її рівнянь у параметричному вигляді

Гострий кут між дотичною до евольвенти в розглянутій точці (y) і відповідним радіусом-вектором (r_K) **називається кутом профілю α_y** . З прямокутного трикутника $\triangle OMy$

$$r_y = \frac{r_b}{\cos \alpha_y}. \quad (5.9)$$

Формула для визначення евольвентного кута отримується за умовами перекочування твірної по основному колу без ковзання:

$$\theta = \operatorname{tg} \alpha_y - \alpha_y = \operatorname{inv} \alpha_y, \quad (5.10)$$

де $\operatorname{inv} \alpha_y$ - тригонометрична функція, яка називається **інволютою** кута α_y .

Рівняння (5.9) і (5.10) є рівняннями евольвенти кола в параметричному вигляді.

Слід зазначити, що евольвента має дві гілки. Додатна гілка ($\theta > 0$) отримується при перекочуванні твірної прямої проти годинникової стрілки (рис. 5.8,б), а від'ємна ($\theta < 0$) – при перекочуванні за стрілкою годинника (рис. 5.8,а).

Основні властивості евольвенти:

1. Твірна пряма є радіусом кривизни евольвенти в розглянутій точці і відповідно нормаллю до неї.
2. Евольвента на всьому протязі є плавною кривою без перегинів.
3. Форма евольвенти залежить тільки від величини радіуса основного кола r_b .
4. Евольвента починається з основного кола і розташована поза його межами (не має точок у середині основного кола).

5.1.5. Основні елементи і геометричні параметри циліндричних зубчатих коліс з евольвентними профілями зубців

У даному підпункті основні елементи зубчатих коліс розглянуті на прикладі циліндричного зубчатого колеса (рис. 5.9).

Відповідно до ГОСТ 16530-83 зубчате колесо складається з **тіла зубчатого колеса 1** і **зубчатого вінця 2** (рис. 5.9, а). У свою чергу зубчатий вінець складається з **зубців 3** і **западин 4**. Циліндрична поверхня (рис. 5.9, б), що відокремлює зубці від тіла зубчатого колеса, називається **поверхнею западин 5**, а циліндрична поверхня, яка обмежує зубці з протилежного від тіла зубчатого колеса боку – **поверхнею вершин 6**. Частина поверхні

западин, що належить зубу, має назву **основи зуба** 7, а частина поверхні вершин, що належить зубу – **вершини зуба** 8.

Поверхня, яка обмежує зуб з боку западини, називається **боковою**. Вона складається з **головної** 9 і **перехідної** 10 поверхонь (рис. 5.9,в). Частина головної поверхні зуба, що взаємодіє з поверхнею зуба парного зубчатого колеса, називається **активною** поверхнею зуба.

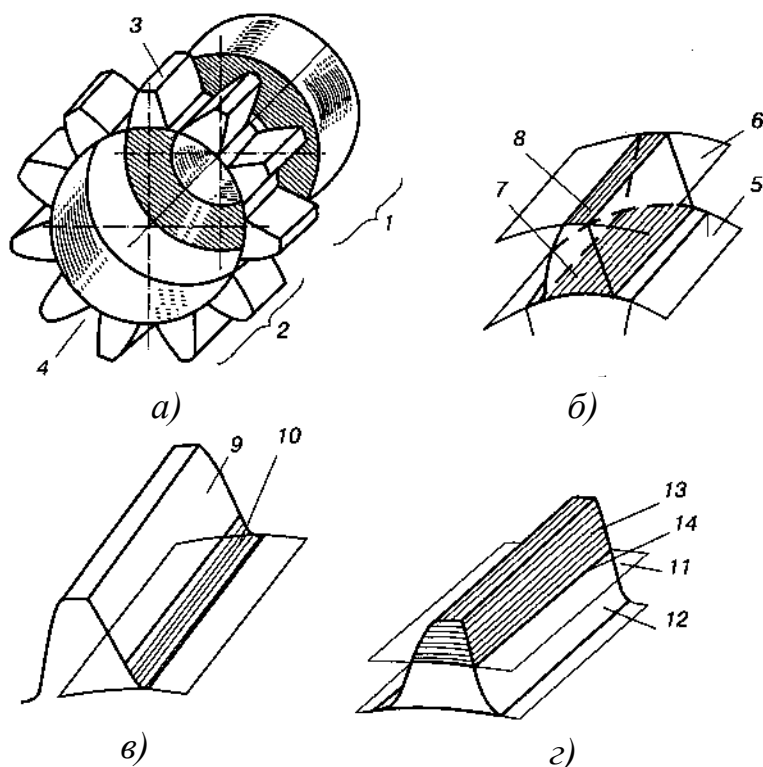


Рис. 5.9. Основні елементи циліндричного зубчатого колеса

На рис. 5.9,з показана **ділильна поверхня** 11, яка ділить зуб на **ділильну ніжку** 12 і **ділильну голівку** 13. Лінія перетину бокової поверхні зуба з ділильною поверхнею називається **лінією зуба** 14.

Враховуючи те, що циліндричні ЗП є плоскими зубчатими механізмами, їх параметри та основні параметри циліндричних зубчатих коліс доцільно розглядати в торцевому перетині (перпендикулярному до осі колеса). Тому замість згаданих вище поверхонь розглядаються відповідні кола або профілі (наприклад, замість поверхонь западин і вершин – кола западин і вершин, а замість активної поверхні зуба – активний профіль зуба).

Основні геометричні параметри циліндричного зубчатого колеса з числом зубців z у прив'язці до концентричних кіл (кола вершин I радіуса r_a , початкового кола II радіуса r_w , основного кола III радіуса r_b і кола западин IV радіуса r_f) вказані на фрагменті його торцевого перетину (рис. 5.10):

1. Початкове коло II радіуса r_w (центроїда) є характеристикою ЗП, яку утворює розглянуте зубчате колесо з парним. У даному випадку з початковим колом співпадає коло радіуса r ($r_w=r$). Параметри, що пов'язані з початковим колом, мають індекс «w» – початкова товщина зуба s_w , початкова ширина западини e_w , початковий крок $p_w = s_w + e_w$.

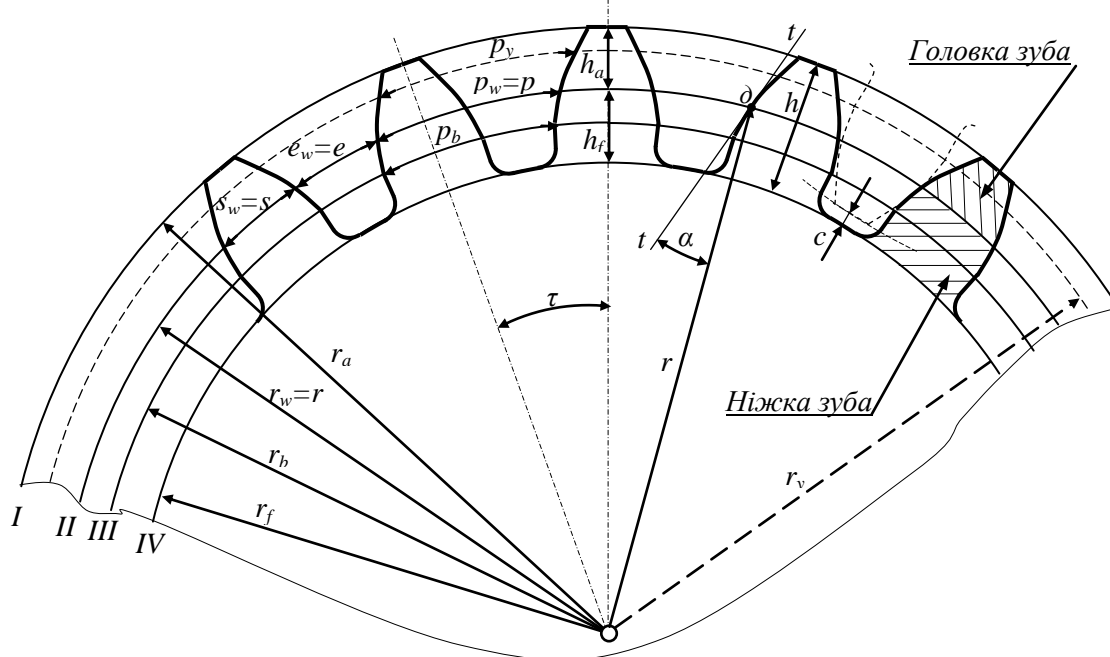


Рис. 5.10. До розгляду основних геометричних параметрів циліндричних зубчатих коліс

2. При проектуванні ЗП розміри зубців зубчатих коліс зручно визначати в частках певної лінійної величини. Для пояснення вибору такої лінійної величини виразимо довжину кола II через діаметр $d = 2 \cdot r$ (рис. 5.10) і число зубців z - $\pi \cdot d = p \cdot z$ (коловий крок p – відстань між відповідними точками двох сусідніх зубців по дузі кола II радіусу r). Тоді

$$d = \frac{p}{\pi} \cdot z \quad \text{або} \quad d = m \cdot z,$$

де m – відношення колового кроку до числа π , яке називається **ділильним модулем зубців** (одиниця вимірювання – мм).

Для кола Π радіуса r , яке називається **ділильним**, модуль зубців призначається за ГОСТ 9563-60 з ряду раціональних чисел від 0,05 до 100 мм. Таким чином, **ділильне коло визначається як коло, для якого модуль має стандартну величину**. До ділильного кола прив'язується стандартний кут профілю $\alpha = 20^\circ$ (ГОСТ 13755 – 81). На рис. 5.10 це кут між дотичною $t-t$ в точку δ на ділильному колі і радіусом r , проведеним у цю точку.

Ділильне коло є характеристикою зубчатого колеса і діаметр його незмінний. Початкові кола дають характеристику зачеплення двох зубчатих коліс і радіуси цих кіл залежать від міжцентрової відстані a_w .

3. Ділильне коло ділить зуб висотою h на дві частини: **ділильну головку зуба** висотою h_a (частина зуба, що розташована між ділильним колом і колом вершин) і **ділильну ніжку зуба** висотою h_f (частина зуба, що розташована між ділильним колом і колом западин). Ділильна ніжка зуба більша за ділильну головку на величину **радіального зазору** c (параметр зубчатої передачі – відстань між колом вершин одного зубчатого колеса і колом западин другого). Такі параметри визначаються за формулами

$$h_a = h_a^* \cdot m; \quad (5.11)$$

$$h_f = h_f^* \cdot m; \quad (5.12)$$

$$c = c^* \cdot m; \quad (5.13)$$

$$h = (h_a^* + h_f^*) \cdot m, \quad (5.14)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба,

c^* – коефіцієнт радіального зазору.

Дані параметри регламентуються ГОСТ 13755 – 81: $h_a^* = 1,0$; $c^* = 0,25$. Тоді коефіцієнт висоти ніжки зуба $h_f^* = h_a^* + c^* = 1,0 + 0,25 = 1,25$, а висота зуба $h = 2,25 \cdot m$.

4. Відношення довжини концентричних кіл – початкового (радіуса r_w), ділительного (радіуса r), основного (радіуса r_b), довільного (радіуса r_y) – до числа зубців зубчатого колеса визначають відстань між профілями z сусідніх зубців за дугою відповідного кола, яка називається **кроком**. При цьому дуги p_w, p, p_b, p_y відповідають одному й тому самому **кутовому кроку** τ

$$\tau = \frac{360^\circ}{z}. \quad (5.15)$$

5.1.6. Основні властивості евольвентного зачеплення та елементи евольвентної зубчатої передачі

На рис. 5.11 показано зовнішнє зачеплення двох необмежених колами вершин евольвент E_1 і E_2 , які дотикаються в точці K . З властивостей евольвенти (п. 5.1.4) витікає, що відрізок KN_1 , який проведений від точки K дотично до основного кола радіуса r_{b1} , є нормаллю до евольвенти E_1 . На підставі цього, відрізок KN_2 , який проведений від точки K дотично до основного кола радіуса r_{b2} , є нормаллю до евольвенти E_2 . Відрізки KN_1 і KN_2 складають пряму N_1N_2 , яка є дотичною до двох основних кіл. Тому пряма N_1N_2 буде загальною нормаллю до евольвент E_1 і E_2 , які з цієї причини є спряженими і мають точку контакту K , що лежить на прямій N_1N_2 . З аналогічного розглядання нового положення евольвент E_1 і E_2 , які контактують у точці K' , видно, що пряма N_1N_2 є їх загальною нормаллю, а тому точка контакту знаходиться на цій прямій. Це свідчить про те, що пряму N_1N_2 можна розглядати як геометричне місце точок контакту сполучених евольвент E_1 і E_2 . Таким чином, у процесі зачеплення двох евольвентних профілів зубців їх загальна нормаль, як дотична до двох основних кіл, не змінює свого положення, а тому не змінює свого положення і полюс зачеплення P .

З цього випливає **перша (головна) властивість** евольвентного зачеплення: *евольвентне зачеплення забезпечує сталі передаточне відношення $i_{12} = \mu\omega_1 / \omega_2 = \mu PO_2 / PO_1 = const$.*

Пряма N_1N_2 , яка є траєкторією точки контакту K необмежених колами вершин евольвентних профілів в її абсолютному русі, називається **лінією зачеплення**

(теоретичною). Гострий кут α_w між теоретичною лінією зачеплення і перпендикуляром $p - p$ до міжосьової лінії O_1O_2 , проведеним через полюс зачеплення P , називається **кутом зачеплення**.

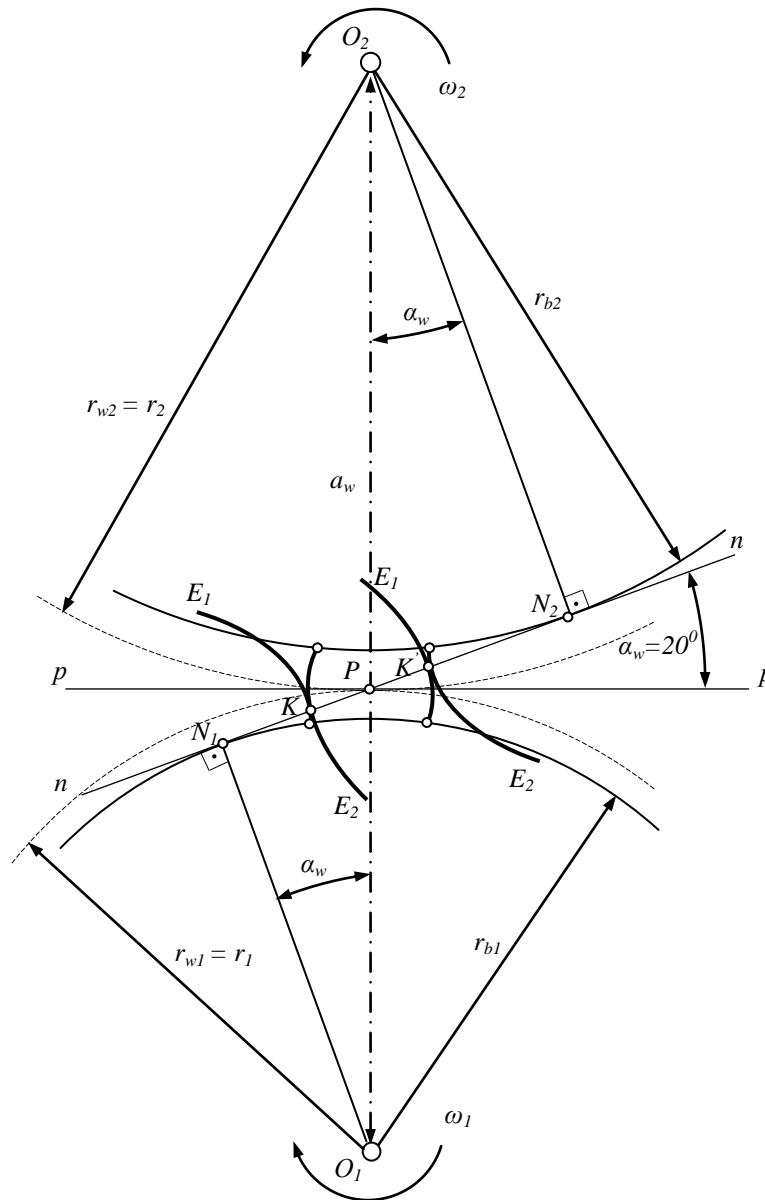


Рис. 5.11. До дослідження властивостей евольвентного зачеплення

З рис. 5.11 видно, що радіуси початкових кіл дорівнюють $r_{w1} = r_{b1} \cdot \cos \alpha_w$ і $r_{w2} = r_{b2} \cdot \cos \alpha_w$. Передаточне відношення зубчатої передачі

$$i_{12} = \mu \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mu \frac{PO_2}{PO_1} = \mu \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \mu \frac{r_{b2} \cdot \cos \alpha_w}{r_{b1} \cdot \cos \alpha_w} = \mu \frac{r_{b2}}{r_{b1}}. \quad (5.16)$$

З урахуванням того, що міжосьова відстань дорівнює $a_w = r_{w1} + r_{w2}$, а кут зачеплення α_w може змінюватися залежно від заданих на проектування ЗП параметрів, на основі отриманої формули (5.16) формулюється **друга властивість** евольвентного зачеплення: *евольвентне зачеплення (як зовнішнє, так і внутрішнє) допускає зміну міжосьової відстані зі збереженням передбаченого раніше передаточного відношення*. Зміна міжосьової відстані впливає лише на величини кута зачеплення і радіусів початкових кіл.

Третя властивість евольвентного зачеплення: *при зовнішньому зачепленні евольвентні профілі є спряженими лише в межах теоретичної лінії зачеплення N_1N_2* .

На рис. 5.12 показано фрагмент циліндричної ЗП зовнішнього зачеплення. У точках B_1 і B_2 теоретична лінія зачеплення N_1N_2 перетинається колами вершин зубців зубчатих коліс радіусів r_{a2} і r_{a1} . **У точці B_1 спряжені профілі зубців входять в зачеплення, а в точці B_2 – виходять з зачеплення.**

Процес взаємодії профілів головних поверхонь спряжених зубців відбувається на ділянці B_1B_2 теоретичної лінії зачеплення, яка називається **активною лінією зачеплення**. **Зубчата передача повинна проектуватися таким чином, щоб активна лінія зачеплення B_1B_2 була розташована в межах теоретичної лінії зачеплення N_1N_2 .**

При заданих напрямках обертання зубчатих коліс у зачепленні беруть участь **активні (робочі) профілі зубців**, які розташовані на робочих сторонах зубців і відповідають активній лінії зачеплення B_1B_2 .

На рис. 5.12 активні профілі зубців зубчатих коліс, що контактують у полюсі зачеплення P , заштриховані (границі активних профілів обмежені дугами кіл радіусів $r_{O_1B_1}$ і $r_{O_2B_2}$). Теоретична лінія зачеплення N_1N_2 , активна лінія зачеплення B_1B_2 , активні профілі зубців є основними елементами евольвентної ЗП.

До основних елементів евольвентної ЗП також відносять початкові дуги зачеплення і торцеві кути перекриття (див.

рис 5.13). **Початковими дугами зачеплення** ($l_w = \cup ee = \cup ff$) називаються частини початкових кіл, які перекочуються одна по одній за час контакту пари зубців.

Торцевими кутами перекриття ($\varphi_{\alpha 1}, \varphi_{\alpha 2}$) називаються кути повороту зубчатих коліс від положення входу зубців у зачеплення (точка контакту пари зубців K співпадає з точкою B_1) до їх виходу з зачеплення (точка контакту пари зубців K співпадає з точкою B_2).

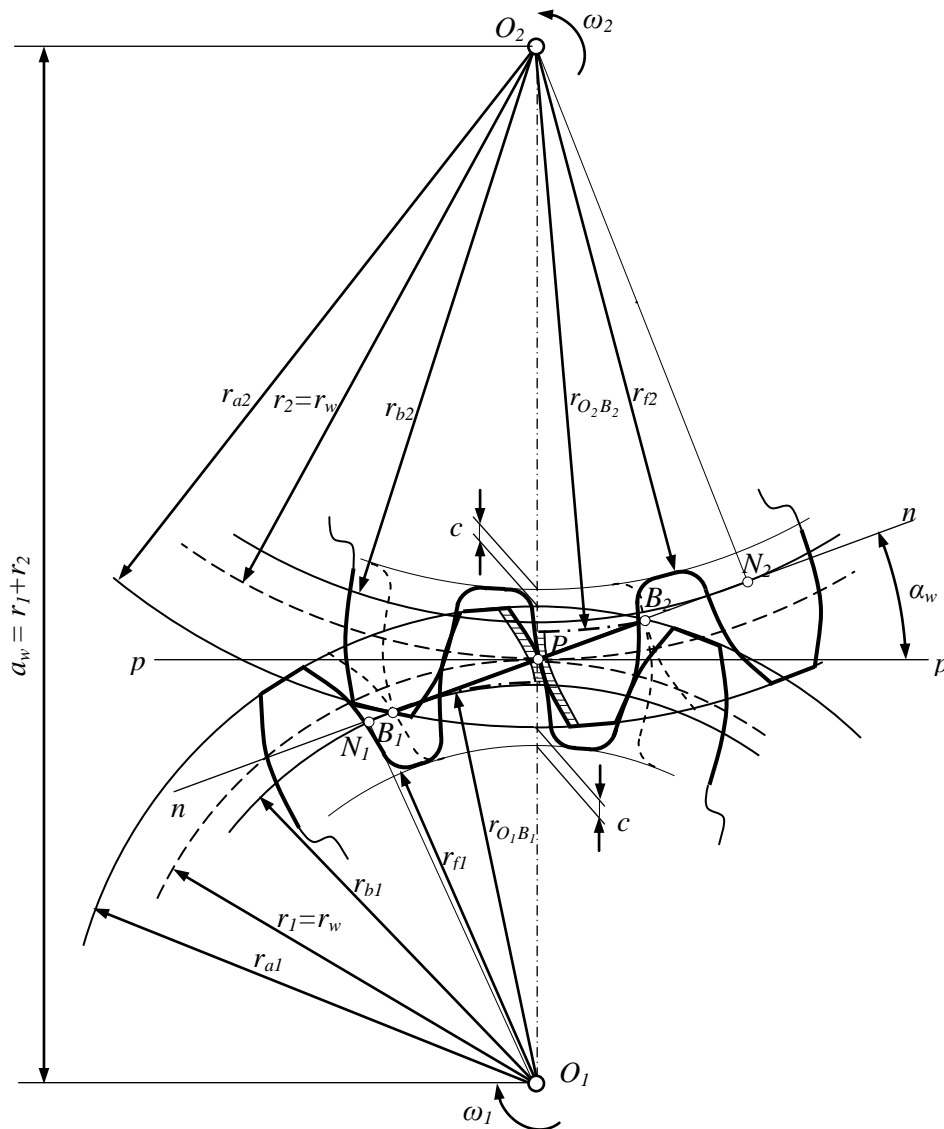


Рис. 5.12. Схема евольвентного зубчатого зачеплення

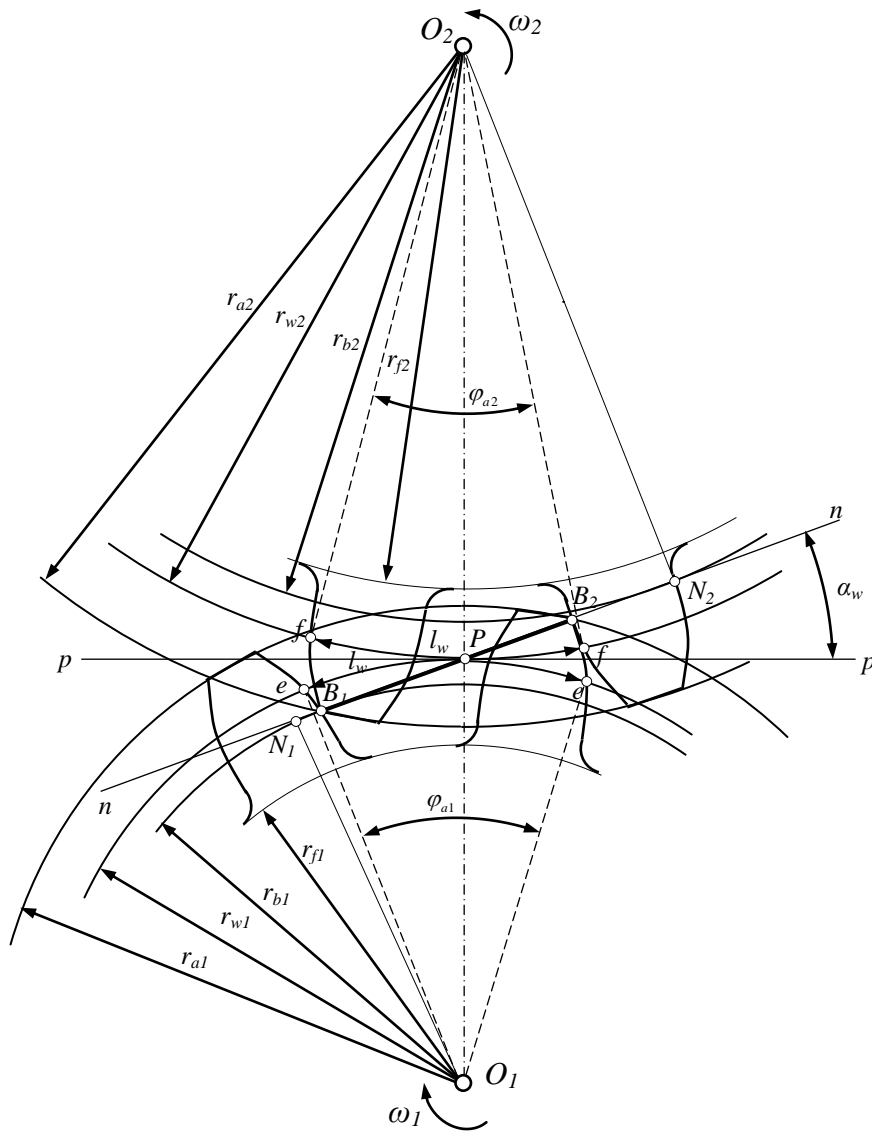


Рис. 5.13. До визначення початкових дуг зачеплення і кутів перекриття

5.1.7. Якісні показники зубчатих передач

Якісні показники дають можливість оцінити зубчасту передачу, що проектується, відносно плавності та безшумності зачеплення, можливого зносу та міцності зубців, а також порівняти ряд ЗП за одними і тими самими показниками. До таких показників відносять **коефіцієнт перекриття, коефіцієнти питомих ковзань, коефіцієнт питомого тиску.**

Коефіцієнт перекриття характеризує безперервність і плавність зачеплення в ЗП. Такі властивості забезпечуються

перекриттям роботи однієї пари зубців з роботою другої пари зубців. Для забезпечення безперервності і плавності зачеплення в ЗП кожна наступна пара зубців повинна увійти в зачеплення ще до того, як попередня пара зубців вийде з зачеплення. Величина перекриття в **циліндричній ЗП** оцінюється **коефіцієнтом торцевого перекриття ε_α**

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\varphi_{\alpha 1}}{\tau_1} = \frac{\varphi_{\alpha 2}}{\tau_2} = \frac{l_w}{p_w}. \quad (5.17)$$

Елементи зубчатих коліс і ЗП $\tau_1, \tau_2, p_w, l_w, \varphi_{\alpha 1}, \varphi_{\alpha 2}$ позначені на рис. 5.10 і 5.13. Величина коефіцієнту перекриття показує число пар зубців, що можуть перебувати в зачепленні одночасно. Наприклад, якщо $\varepsilon_\alpha = 1,6$, то в зачепленні одночасно можуть перебувати дві пари зубців (60 % часу) і одна пара (40 % часу).

Уявимо, що на рис. 5.13 для циліндричної ЗП представлений випадок, коли в момент виходу з зачеплення попередньої пари зубців (точка контакту їх профілів збігається з точкою B_1) починає контактувати наступна пара зубців (точка контакту профілів збігається з точкою B_2). Такій ситуації відповідає рівняння $l_w = p_w$ і розрахункова величина коефіцієнта торцевого перекриття складає $\varepsilon_\alpha = 1$. Але в експлуатації внаслідок спрацьовування активних профілів зубців умови безперервності і плавності зачеплення в такій ЗП будуть порушені (дійсний коефіцієнт перекриття $\varepsilon_\alpha < 1$). Тому проектування ЗП загального призначення проводиться за умов $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$ (забезпечення безперервності процесу зачеплення з 10-% запасом), а відповідальних ЗП – $\varepsilon_\alpha \geq 1,4$.

Коефіцієнт перекриття косозубої ЗП ε_γ розраховується за формулою

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (5.18)$$

де ε_β – осьовий коефіцієнт перекриття,

$$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \sin \beta}{m \cdot \pi}, \quad (5.19)$$

де β – кут нахилу зубців зубчатих коліс косозубої ЗП;

b – прийнята при проектуванні ЗП ширина зубчатого колеса.

Рівняння (5.18) і (5.19) свідчать, що коефіцієнт перекриття ε_γ косозубої ЗП ($\beta \neq 0$) більший від коефіцієнта перекриття ε_α прямозубої ЗП ($\beta = 0$), що є суттєвою перевагою косозубої ЗП.

Коефіцієнти питомих ковзань λ_1 і λ_2 ураховують вплив геометричних і кінематичних факторів на величину проковзування профілів у процесі зачеплення. Наявність ковзання при одночасному натисканні зубця шестерні на зуб колеса призводить до зносу їх профілів. Такий знос в окремих частинах профілів буде різний і його інтенсивність оцінюється величиною коефіцієнтів λ_1 і λ_2 .

На рис. 5.14 в області, близькій до точки контакту K сполучених профілів, виділені елементарні дуги $\cup K'_1 K''_1$ (довжиною ds_1) і $\cup K'_2 K''_2$ (довжиною ds_2), які котяться одна по одній з проковзуванням. Точки K'_1, K'_2 і K''_1, K''_2 є спряженими точками. З причин взаємного проковзування профілів довжини показаних дуг не однакові і їх різниця являє собою дугу ковзання ($ds_{12} = ds_1 - ds_2$). Коефіцієнти питомих ковзань визначаються за такими залежностями:

$$\lambda_1 = \lim_{ds_1 \rightarrow 0} \frac{ds_{12}}{ds_1}; \quad \lambda_2 = \lim_{ds_2 \rightarrow 0} \frac{ds_{12}}{ds_2}. \quad (5.20)$$

Порівняння інтенсивності зносу зубців шестерні і колеса ЗП, що проектується, доцільно проводити за **діаграмами питомих ковзань** – графіками, які показують зміну коефіцієнтів λ_1 і λ_2 для різних точок спряжених профілів за період їх зачеплення.

Приклад діаграм питомих ковзань показаний на рис. 5.15. Для їх побудови поточні значення коефіцієнтів λ_1 і λ_2 розраховуються за поданими нижче формулами

$$\lambda_1 = 1 + \frac{1}{i_{12}} - \frac{W}{x} \cdot \frac{1}{i_{12}}; \quad \lambda_2 = 1 + i_{12} - \frac{W}{W - x} \cdot i_{12}, \quad (5.21)$$

де W – довжина теоретичної лінії зачеплення $N_1 N_2$;

x – поточна відстань від точки N_1 до розглянутої точки спряжених профілів (K), яка відраховується в напрямку точки N_2
 $x \in N_1N_2[0;W]$.

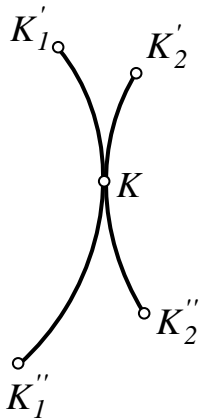


Рис. 5.14. До визначення коефіцієнтів питомих

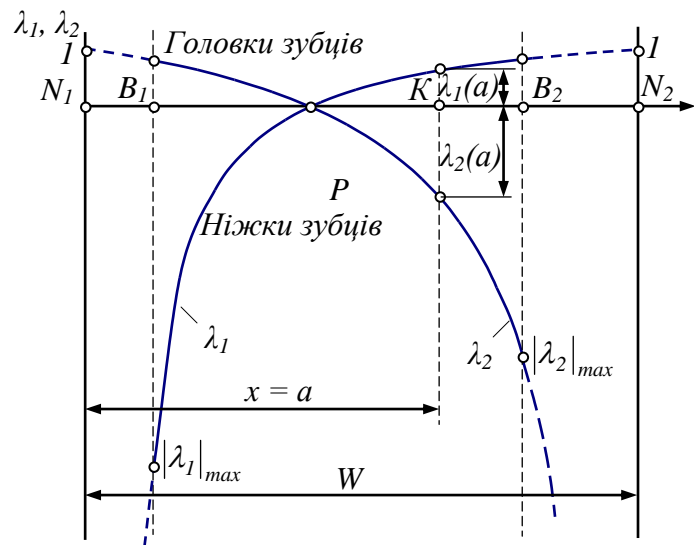


Рис. 5.15. Приклад діаграми питомих ковзань

Аналіз зображеної на рис. 5.15 діаграми питомих ковзань обґрунтовує такі висновки (лінії, проведені через точки B_1 і B_2 паралельно осі ординат, виділяють робочі ділянки діаграм):

1. У полюсі зачеплення P коефіцієнти питомих ковзань λ_1 і λ_2 дорівнюють нулю (кочення спряжених профілів один по одному без ковзання).

2. При віддаленні від полюса зачеплення коефіцієнти питомих ковзань λ_1 і λ_2 збільшуються, причому на ніжках зубців більш інтенсивно, ніж на головках.

3. В експлуатації ЗП знос на ніжках зубців зубчатих коліс буде значно вищий, ніж на головках.

Коефіцієнт питомого тиску ν урахує вплив геометрії зубців (радіусів кривизни їх профілів) на величину контактних напружень σ_H , що виникають у місцях контактування зубців. При передачі великих навантажень напруження σ_H можуть бути настільки суттєвими, що спричинять викришування матеріалу на робочій поверхні зубців.

Контактні напруження визначаються за формулою Герца

$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot \rho}}, \quad (5.22)$$

де E – зведений модуль пружності. Визначається за модулями пружності 1-го роду E_1 і E_2 матеріалів зубчатих коліс:

$$E = 2 \cdot E_1 \cdot E_2 / (E_1 + E_2), \quad (5.23)$$

ρ – зведений радіус кривизни. Визначається за радіусами кривизни зубців ρ_1 і ρ_2 у відповідній точці контакту K :

$$\frac{1}{\rho} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1 \cdot \rho_2}. \quad (5.24)$$

З урахуванням відповідних властивостей евольвенти

$$\frac{1}{\rho} = \frac{W}{N_1 K \cdot N_2 K}. \quad (5.25)$$

Поточна величина коефіцієнта питомого тиску v у відповідній точці контакту профілів K визначається за співвідношенням

$$v_K = \frac{m}{\rho} = \frac{m \cdot W}{N_1 K \cdot N_2 K}. \quad (5.26)$$

При підстановці у формулу Герца співвідношення (5.25) контактні напруження в місцях контактування зубців, що відповідають точці K ,

$$\sigma_{H_K} = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{F_n \cdot E}{b \cdot m}} \cdot \sqrt{v_K}. \quad (5.27)$$

На рис. 5.16 показаний приклад графіка зміни коефіцієнта v для різних точок спряжених профілів ЗП за період їх зачеплення (лінії, проведені через точки B_1 і B_2 паралельно осі ординат, виділяють робочу ділянку графіка).

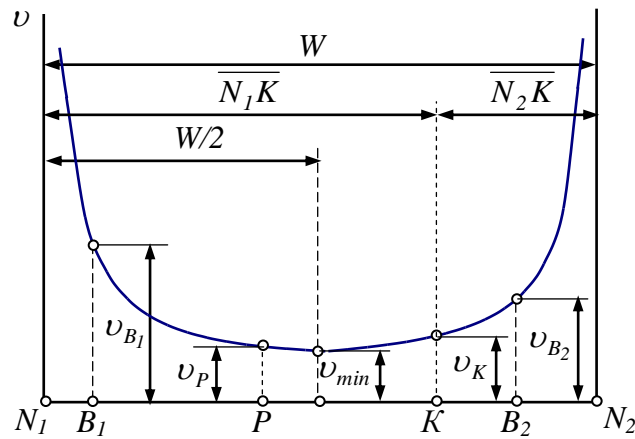


Рис. 5.16. Приклад графіка зміни коефіцієнта питомого тиску в ЗП

5.1.8. Методи виготовлення зубчатих коліс

На сьогодні зубчаті колеса можуть виготовлятися нарізанням, литвом і пластичною деформацією (штампуванням, накатуванням). При цьому найвища точність виготовлення зубчатих коліс досягається при нарізанні. Найбільш розповсюдженими методами нарізання зубчатих коліс є копіювання і обкатка (огинання).

Метод копіювання. При такому методі зубчаті колеса нарізають інструментом, конфігурація осевого перетину якого повністю відповідає профілю западин (рис. 5.17). В якості **різального інструменту** використовуються **модульні фрези** (дискові і пальцьові).

У процесі виготовлення зубчатого колеса забезпечується відносне переміщення вздовж зуба заготовки і модульної фрези, що обертається. За кожний хід фреза нарізає одну западину. Після цього заготовка повертається на кутовий крок $\tau = 360^\circ / z$. З використанням такого методу нарізуються прямозубі, косозубі та шевронні зубчаті колеса.

До **основних недоліків методу** належать:

1. Мала продуктивність.
2. Низька точність зубчатих коліс (складні криволінійні різальні кромки інструменту виготовляються з неминучими похибками, які визначають неточність зубчатих коліс, що ним нарізуються).

3. Потреба у великій кількості різального інструменту (окрема фреза для кожного сполучення m і z).

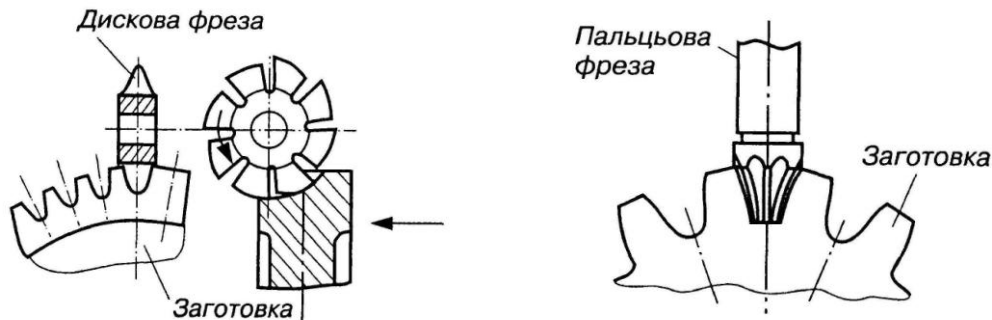


Рис. 5.17. Виготовлення зубчатих коліс методом копіювання

Тому метод копіювання доцільно випростовувати при індивідуальному або дрібносерійному виготовленні зубчатих коліс для малонавантажених і тихохідних ЗП.

Метод обкатки (огинання). Метод базується на тому, що заготовка, з якої виготовляється зубчате колесо, і інструмент зубчатої форми (довбач, інструментальна рейка, черв'ячна фреза) здійснюють відносні рухи, які **відтворюють процес зачеплення – перекочування без ковзання початкових ліній інструменту і колеса, що виготовляється.** Таке зачеплення називається **верстатним**. Окрім руху, що відтворює процес зачеплення, інструменту надається технологічний рух різання. При цьому різальні кромки інструменту окреслюють зубчасту поверхню, яка називається **твірною**.

На рис. 5.18, *a* показано процес нарізання **зуборізальним довбачем** з числом зубців z_1 зубчатого колеса (число зубців z_2) із зовнішніми зубцями. Довбач здійснює зворотно-поступальний рух паралельно осі заготовки колеса, що нарізується (технологічний рух). Одночасно з цим довбачеві і заготовці надаються обертальні рухи з таким самим співвідношенням кутових швидкостей, яке б мали довбач і колесо при знаходженні в зачепленні (відтворення зачеплення з передаточним числом $u_{12} = z_2 / z_1$).

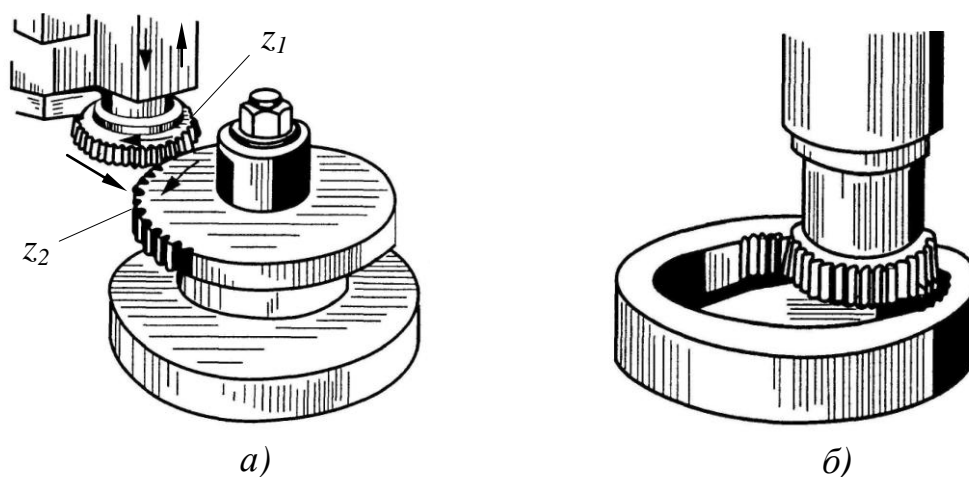


Рис. 5.18. Нарізання зубчатих коліс довбачем

Евольвентний профіль нарізаного зуба є обвідною всіх положень різальної кромки довбача. Слід зазначити, що з використанням довбачів нарізуються **зубчаті колеса із внутрішніми зубцями** (рис. 5.18, б).

У процесі нарізання зубців зубчатих коліс **інструментальною рейкою (гребінкою)** остання здійснює зворотно-поступальний рух вздовж осі заготовки (рис. 5.19).

Заготовка в горизонтальній площині здійснює обертальний рух навколо власної осі і поступальний рух вздовж гребінки. Отже, заготовка здійснює рух зубчатого колеса, що котиться по зубчатій рейці, і профілі зубців отримують процесом обкатки. З урахуванням того, що бокові профілі зубців гребінок прямі лінії, їх виготовлення не викликає труднощів і може бути виконане з високою точністю. Проте процес нарізання гребінкою зубців зубчатого колеса не може бути безперервним, оскільки число зубців гребінки обмежене. Після того як заготовка прокотиться по всій довжині гребінки, обкатка припиняється. Потім заготовка повертається у вихідне положення і процес обкатки продовжується.

Безперервність процесу обкатки забезпечується при нарізанні зубчатих коліс **черв'ячними фрезами**. Черв'ячна фреза (рис. 5.20, а) – це черв'як, профіль нарізки якого в нормальному перетині повністю відповідає профілю твірного рейкового контуру. Для утворення різальних кромek на черв'ячній фрезі вздовж осі виконуються декілька канавок.

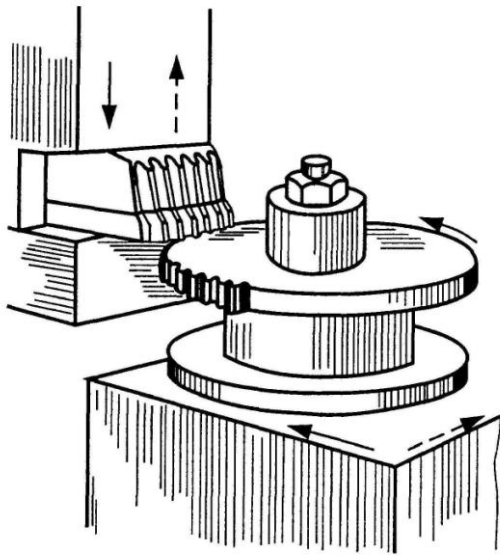


Рис. 5.19. Нарізання зубчатих коліс інструментальною рейкою

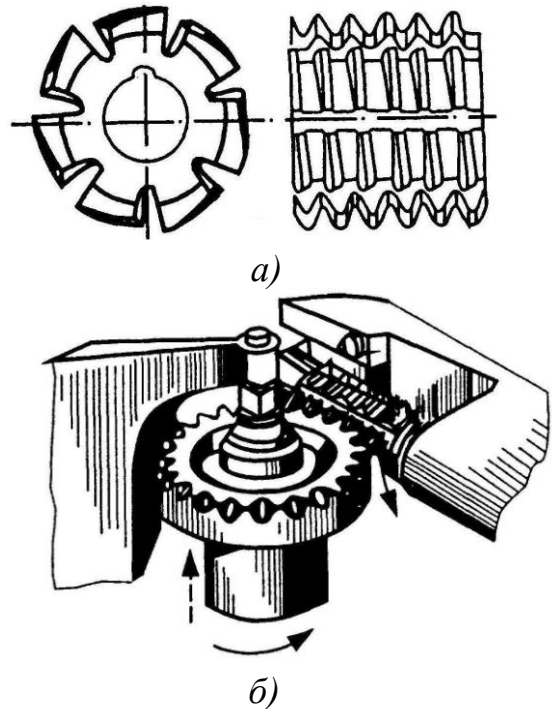


Рис. 5.20. Нарізання зубчатих коліс черв'ячною фрезою

В процесі обкатки (рис. 5.20, б) черв'ячна фреза і зубчате колесо, що нарізується, здійснюють обертальний рух (відтворення зубчатого зачеплення). Для нарізання колеса за всією шириною зубчатого вінця фреза (або заготовка) здійснює також технологічний рух вздовж лінії зубця.

5.1.9. Рейковий вихідний твірний контур. Рейкове верстатне зачеплення. Зміщення зубонарізного інструменту при виготовленні зубчатих коліс

При перетинанні твірної поверхні зубонарізного інструменту площиною, яка перпендикулярна до осі заготовки зубчатого колеса, у перетині отримується **вихідний твірний контур (ВТК)**. ВТК евольвентного рейкового інструменту називають контур зубців інструментальної рейки, яка заповнює (як відливка форму) западини **теоретичного вихідного контуру (ТВК)**. Форма і геометричні параметри рейкового ВТК регла-

ментуються ГОСТ 13755-81 (рис. 5.21): кут профілю $\alpha = 20^0$; коефіцієнт висоти головки зубців $h_a^* = 1,0$; коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$; коефіцієнт радіуса перехідної кривої $\rho_f^* = 0,384$.

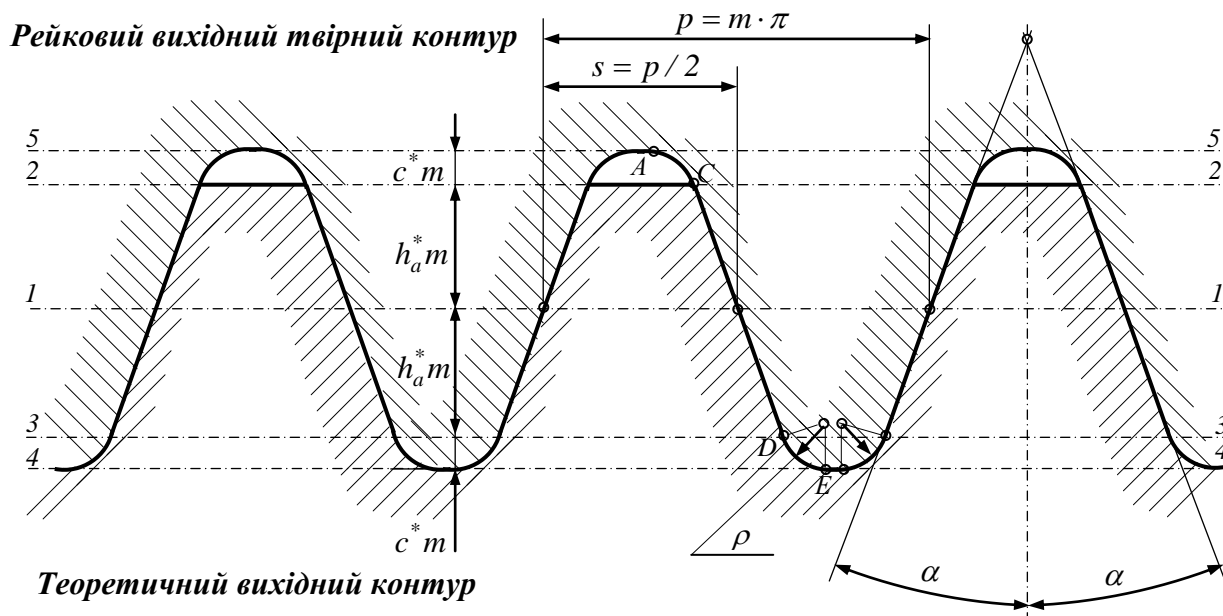


Рис. 5.21. Основні параметри рейкового вихідного твірного контуру

Перехід прямолінійних евольветних частин профілю зубця рейкового ВТК (ділянка $C-D$ на рис. 5.21) до основи западин і до вершин здійснюється відповідно за дугами $A-C$ і $C-D$ радіуса $\rho = \rho_f^* \cdot m$. На рейковому ВТК відмічаються п'ять прямих ліній: $1-1$ – ділильна пряма; $2-2$ і $3-3$ – прямі граничних точок; $4-4$ – пряма вершин і $5-5$ – пряма западин. Для того щоб поверхня западин різального інструменту не приймала участі в процесі різання, між прямою вершин ТВК і прямою западин ВТК зберігається радіальний зазор $c = c^* \cdot m$. Для забезпечення в зубчатому зачепленні радіального зазору ділильна головка ВТК виготовляється вищою за головку ТВК на величину $c = c^* \cdot m$. Колесо із зовнішніми зубцями, яке нарізане рейковим ВТК при збереженні на ділильному колі теоретичної товщини зуба $s = \pi \cdot m/2$ і теоретичного радіального зазору $c = c^* \cdot m$ у западині рейки, називається **твірним зубчатим колесом**.

У рейковому верстатному зачепленні початковими лініями, які котяться одна по одній без ковзання, є верстано-початкова

пряма інструменту і верстатно-початкове коло зубчатого колеса, що нарізується. Радіус верстатно-початкового кола r_{w0} дорівнює радіусу ділильного кола зубчатого колеса. Кут рейкового верстатного зачеплення α_{w0} дорівнює куту профілю ВТК $\alpha = 20^\circ$.

При виготовленні зубчатих коліс методом обкатки можлива різне установлення зуборізного інструменту на верстаті відносно заготовки. Відповідно до цього в рейковому верстатному зачепленні ділильна пряма ВТК (пряма 1-1 на рис. 5.21) може по-різному розташовуватися відносно ділильного кола зубчатого колеса:

- дотикатися до ділильного кола колеса – **нульове** установлення інструменту (відповідає виготовленню **нульових зубчатих коліс**);

- зміщуватися від осі заготовки (від ділильного кола) – **додатне** установлення інструменту (відповідає виготовленню **додатних зубчатих коліс**);

- зміщуватися до осі заготовки (перетинати ділильне коло) – **від’ємне** установлення інструменту (відповідає виготовленню **від’ємних зубчатих коліс**).

Відстань l між ділильною прямою зубонарізної рейки і ділильним колом зубчатого колеса, що виготовляється, називається **зміщенням** інструменту. Величина l має знак і визначається за формулою

$$l = m \cdot x, \quad (5.28)$$

де x – **коефіцієнт зміщення**.

При **нульовому** установленні інструменту $l=0$, $x=0$; при **додатному** установленні $l>0$, $x>0$; при **від’ємному** – $l<0$, $x<0$.

На рис. 5.22 показано рейкове верстатне зачеплення при нарізанні зубчатого колеса з додатним зміщенням інструменту. **Лінія верстатного зачеплення** починається в точці N_1 і через полюс зачеплення P_0 уходить у нескінченність.

Граничні точки активної лінії зачеплення B_1 і B_2 знаходяться на перетинанні лінії верстатного зачеплення з прямою граничних точок 3-3 рейки і колом вершин зубчатого колеса. Відстань між колом вершин зубців колеса і прямою западин рейки 5-5 є

верстатним зазором c_0 , який визначається як $c_0 = c^* \cdot m + \Delta y \cdot m$, де Δy – коефіцієнт зрівняльного зміщення.

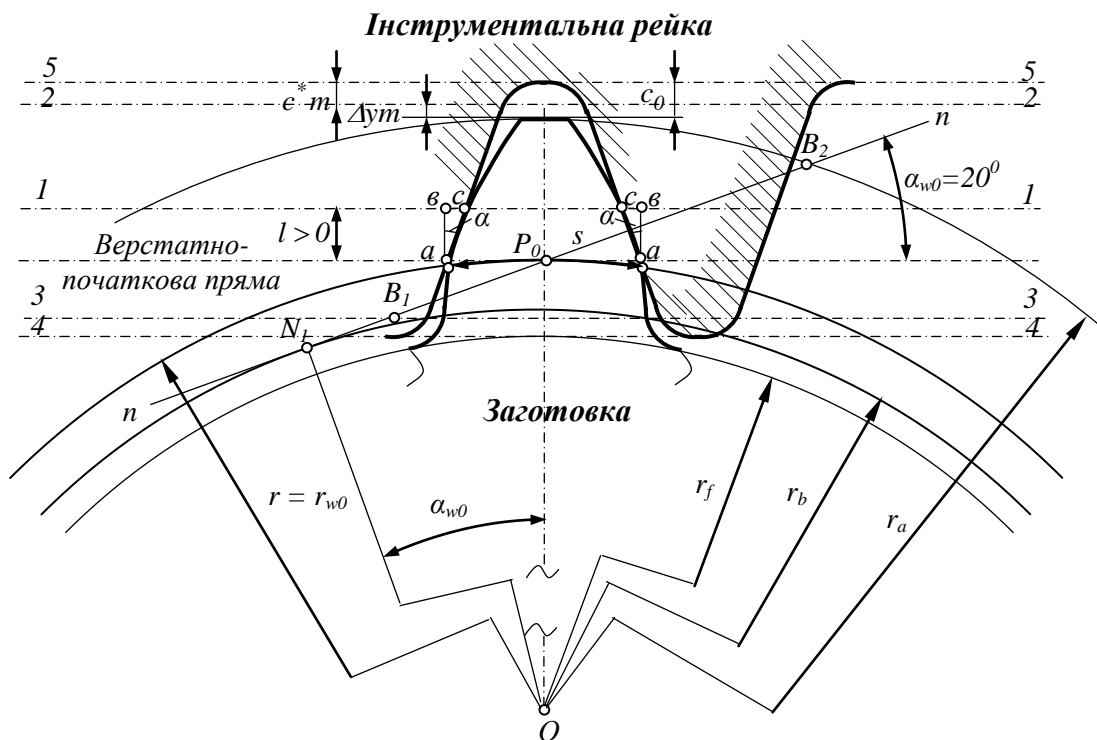


Рис. 5.22. Рейкове верстатне зачеплення при нарізанні зубчатого колеса з додатним зміщенням інструментальної рейки

З рис. 5.22 видно, що товщина зубців колеса за ділильним колом s дорівнює ширині западини $a-a$ між зубцями рейки за верстатно-початковою прямою, яка складається з ширини западини ВТК $e = \pi \cdot m / 2$ і двох катетів $ab = x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$.

Таким чином для нульових зубчатих коліс ($l=0, x=0$) $s = \pi \cdot m / 2$, для додатних ($l>0, x>0$) – $s > \pi \cdot m / 2$, а для від’ємних ($l<0, x<0$) – $s < \pi \cdot m / 2$.

На рис. 5.23 наведено порівняння профілів зубців зубчатих коліс 1, 2 і 3, що мають однакове число зубців і нарізані одним і тим самим інструментом, але з різним його зміщенням – $l_1 < l_2 < l_3$ ($x_1 < x_2 < x_3$).

Колеса мають однакові радіуси ділильних і основних кіл, тому профілі їх зубців окреслені за однією і тією самою евольвентою. Але товщини зубців за ділильним колом s_1 (дуга $a-b$),

s_2 (дуга $a-c$), s_3 (дуга $a-d$) і радіуси кіл вершин r_{a1} , r_{a2} , r_{a3} у зубчатих коліс різні. Із збільшенням l товщина зубців у основи збільшується, а при вершині зменшується ($s_{a1} > s_{a2} > s_{a3}$), тобто величина коефіцієнта зміщення суттєво впливає на форму зубців.

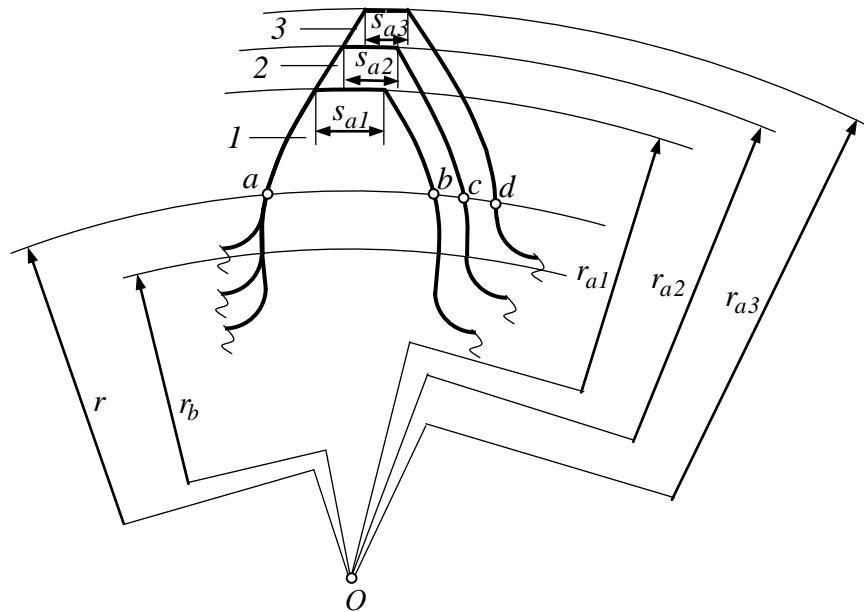


Рис. 5.23. Аналіз впливу величини коефіцієнту зміщення x на геометричні параметри зубчатих коліс

Таким чином, із розглянутих на рис. 5.23 коліс найбільш міцними будуть зубці у третього. Окрім того, радіуси кривизни евольвенти зубців третього колеса більші, що сприяє зменшенню зносу їх бокових поверхонь.

Тому при проектуванні зубчатих передач слід урахувувати, що **величини коефіцієнтів зміщення x відповідним чином впливають на форму зубців зубчатих коліс і якісні показники зубчатої передачі.**

Наприклад, збільшення коефіцієнтів зміщення шестерні x_1 і колеса x_2 призводить до зниження величини коефіцієнта перекриття ЗП ε_α . Тому при проектуванні обов'язково контролюється забезпечення відповідних умов безперервності і плавності зачеплення в ЗП.

Відповідно до вибраних значень розрахункових коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 розрізняють такі зубчаті передачі:

- **нульові ЗП:** $x_1 = x_2 = 0$; міжосьова відстань $a_w = r_1 + r_2$, кут зачеплення $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$;
- **рівнозміщені ЗП:** $x_1 = -x_2$; $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$, міжосьова відстань $a_w = r_1 + r_2$, кут зачеплення $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$;
- **додатні ЗП:** $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0$, міжосьова відстань $a_w > r_1 + r_2$, кут зачеплення $\alpha_w > 20^\circ$;
- **від'ємні ЗП:** $x_\Sigma = x_1 + x_2 < 0$, міжосьова відстань $a_w < r_1 + r_2$, кут зачеплення $\alpha_w < 20^\circ$.

5.1.10. Порядок геометричного розрахунку евольвентної циліндричної зубчатої передачі з прямозубими колесами

Для геометричного розрахунку циліндричної ЗП, що проектується при вільному виборі міжосьової відстані, ураховуються такі вихідні дані: вихідний контур зубонарізного інструменту – рейковий; модуль зубців m ; числа зубців зубчатих коліс z_1, z_2 ; кут профілю вихідного контуру $\alpha = 20^\circ$; коефіцієнт висоти головки зубців $h_a^* = 1,0$; коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$.

Нижче наведено рекомендовану послідовність геометричного розрахунку ЗП, що утворена циліндричними зубчатими колесами.

З урахуванням задач, що розв'язуються при проектуванні ЗП, за відповідним методом вибираються розрахункові коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 .

Кут зачеплення в ЗП

$$\text{inv}\alpha_w = \text{inv}\alpha + \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \text{tg}\alpha}{(z_1 + z_2)}, \quad (5.29)$$

Після визначення $\text{inv}\alpha_w$ величина кута зачеплення визначається з таблиці інволютних функцій.

Міжосьова відстань

$$a_w = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (5.30)$$

Коефіцієнт зміщення, що сприймається,

$$y = \frac{(z_1 + z_2)}{2} \cdot \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right). \quad (5.31)$$

Величина $y \cdot m$ відповідає відстані між ділительними колами зубчатих коліс 1 і 2.

Коефіцієнт зрівняльного зміщення

$$\Delta y = (x_1 + x_2) - y. \quad (5.32)$$

Радіуси ділительних кіл

$$r_{1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2}. \quad (5.33)$$

Радіуси початкових кіл

$$r_{w1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w}. \quad (5.34)$$

Радіуси основних кіл

$$r_{b1,2} = \frac{m \cdot z_{1,2}}{2} \cdot \cos \alpha. \quad (5.35)$$

Радіуси кіл вершин

$$r_{a1,2} = m \cdot (z_{1,2} / 2 + h_a^* + x_{1,2} - \Delta y). \quad (5.36)$$

Радіуси кіл западин

$$r_{f1,2} = m \cdot (z_{1,2} / 2 - h_a^* + x_{1,2} - c^*). \quad (5.37)$$

Висота зубців зубчатих коліс

$$h = m \cdot (2 \cdot h_a^* + c^* - \Delta y). \quad (5.38)$$

Коловий ділильний крок

$$p = \pi \cdot m. \quad (5.39)$$

Товщина зубців за дугою ділильного кола

$$s_{1,2} = \pi \cdot m / 2 + 2 \cdot x_{1,2} \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (5.40)$$

Товщина зубців за дугою кола вершин

$$s_{a1,2} = 2 \cdot r_{a1,2} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_{1,2}} + \frac{2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1,2} \right). \quad (5.41)$$

Значення $\operatorname{inv} \alpha_{a1}$ і $\operatorname{inv} \alpha_{a2}$ визначаються за таблицею інволютних функцій відповідно для кутів α_{a1} і α_{a2} , які знаходяться за формулою

$$\alpha_{a1,2} = \arccos \left(\frac{r_{b1,2}}{r_{a1,2}} \right). \quad (5.42)$$

Товщина зубців за дугою основного кола

$$s_{b1,2} = 2 \cdot r_{b1,2} \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha \right). \quad (5.43)$$

Для випадків, коли необхідно визначити товщину зубців зубчатих коліс 1 і 2 за дугами довільних концентричних кіл радіусів r_y (такі кола можуть проводитись між основним колом і колом вершин відповідного колеса), використовується формула

$$s_y = 2 \cdot r_y \cdot \left(\frac{\pi}{2 \cdot z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_y \right). \quad (5.44)$$

Значення $\operatorname{inv} \alpha_y$ визначається за таблицею інволютних функцій для кута α_y , який розраховується з урахуванням радіуса r_b основного кола відповідного зубчатого колеса:

$$\alpha_y = \arccos\left(\frac{r_b}{r_y}\right). \quad (5.45)$$

Величина торцевого коефіцієнту перекриття ЗП, що проектується, визначається за формулою

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}{2 \cdot \pi}. \quad (5.46)$$

5.1.11. Підрізання та загострення зубців. Інтерференція зубців

Відповідно до властивостей евольвентного зачеплення (п. 5.1.6) прямолінійна (евольвентна) частина ВТК і евольвентна частина профілю зубця колеса, що виготовляється, дотикаються одна до одної на лінії верстатного зачеплення, яка починається в точці N_1 (рис. 5.22). У випадку, коли точка B_1 активної лінії зачеплення розташовується лівіше точки N_1 , прямолінійна ділянка ВТК не дотикається до евольвентного профілю зубця, а перетинає його (рис. 5.24, а).

З урахуванням того, що ВТК фізично являє собою слід, який залишають різальні кромки інструменту на матеріалі заготовки, вказане перетинання призводить до **підрізання** зубців колеса у їх основи (рис. 5.24, б). **Підрізання зменшує евольвентну частину профілів зубців зубчатого колеса і ослаблює зубці в небезпечних перерізах.**

Умовою відсутності підрізання зубців при виготовленні зубчатих коліс є розташування точки B_1 між точкою N_1 і полюсом верстатного зачеплення P_0 ($N_1P_0 \geq B_1P_0$). З урахуванням цієї умови кількість зубців зубчатого колеса, при якій вони будуть виготовлені без підрізання з відповідним установленням інструменту (значенням коефіцієнта зміщення x), визначається за формулою

$$z \geq 2 \cdot (h_a^* - x) / \sin^2 \alpha. \quad (5.47)$$

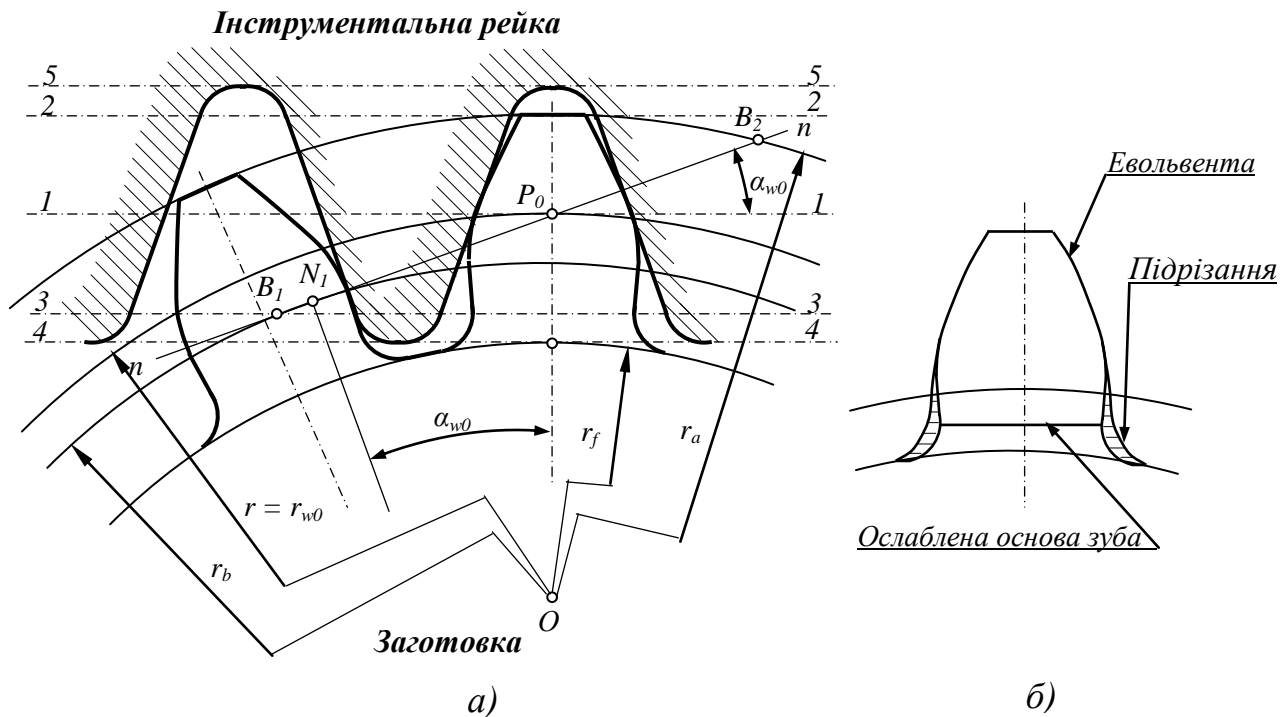


Рис. 5.24. До розглядання випадку підрізання зубців при виготовленні зубчатих коліс

При виготовленні нульових зубчатих коліс зубонарізною рейкою ($x=0$; $h_a^*=1,0$; $\alpha=20^0$) мінімальне число зубців зубчатого колеса, при якій вони будуть без підрізання $z_{min} = 2 \cdot h_a^* / \sin^2 \alpha = 17$. Для уникнення підрізання при $z < z_{min}$ виготовлення зубчатих коліс повинно виконуватися при зміщенні інструменту, мінімальна величина якого дорівнює $l_{min} = m \cdot x_{min}$. Залежність для визначення мінімального значення коефіцієнта зміщення x_{min} отримується з перетворення формули (5.47):

$$x_{min} = (z_{min} - z) / z_{min} \quad (5.48)$$

Аналіз співвідношення (5.48) дає можливість зробити такі висновки:

- зубчаті колеса з числом зубців $z > z_{min}$ без підрізання можливо виготовляти при додатному ($x > 0$), нульовому ($x = 0$) і від'ємному ($x < 0$) зміщенні інструменту;

- зубчаті колеса з числом зубців $z = z_{min}$ без підрізання можливо виготовляти при додатному ($x > 0$) і нульовому ($x = 0$) зміщенні інструменту;

- зубчаті колеса з числом зубців $z < z_{min}$ без підрізання можливо виготовляти тільки при додатному ($x > 0$) зміщенні інструменту.

З матеріалу, що поданий у п. 5.1.9, видно, що при збільшенні коефіцієнта зміщення x товщина зуба при вершині s_a зменшується. При деякому коефіцієнті зміщення, який називається **максимальним** (x_{max}), настає **загострення зуба** ($s_a = 0$). Для уникнення руйнування вершин загострених зубців в експлуатації, при проведенні розрахунків величини коефіцієнтів зміщення x повинні призначатися за умов забезпечення товщини зубців при вершинах $s_a \geq 0,2 \cdot m$.

У випадках призначення великих значень додатних коефіцієнтів зміщення інструментальної рейки може виникнути **інтерференція зубців**, яка полягає в тому, що в зачеплення з евольвентним профілем зубця одного колеса починають вступати точки перехідної кривої зубця парного колеса. Таке явище неприпустиме, оскільки приводить до втрати працездатності зубчатої передачі внаслідок заклинювання передачі або руйнування зубців.

При нарізанні зубчатих коліс інструментальною рейкою інтерференція зубців шестірні 1 та колеса 2 буде відсутня коли для кожного з коліс радіус граничної точки L перехідної кривої r_L був менший, ніж радіус r_M нижньої точки активного профілю зуба M (рис. 5.25)

$$r_{L1,2} \leq r_{M1,2} \cdot \quad (5.49)$$

Через співвідношення радіусів кривизни евольвентного профілю зуба у вказаних точках (ρ_L, ρ_M) умова відсутності інтерференції зубців набуває вид

$$\rho_{L1,2} \leq \rho_{M1,2} \cdot \quad (5.50)$$

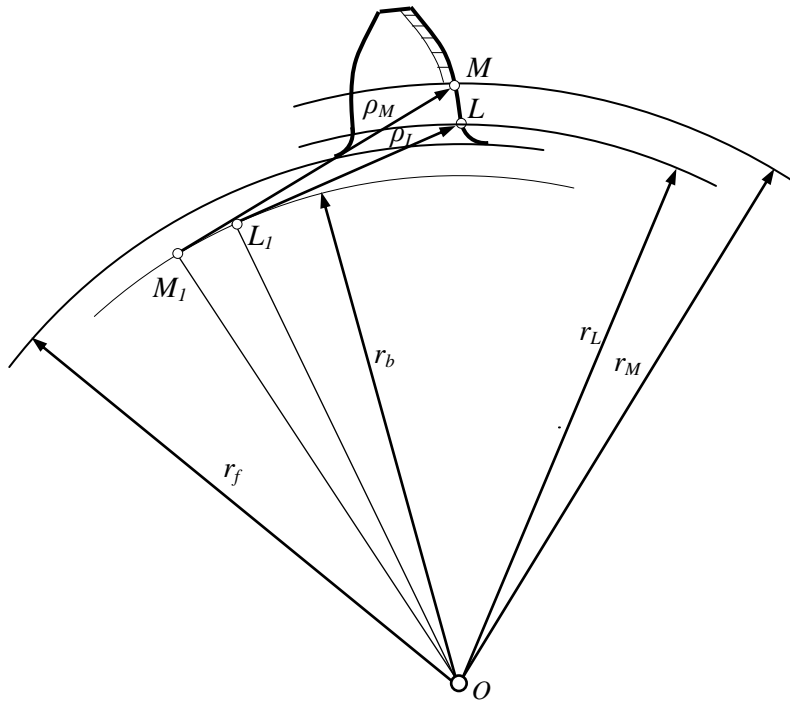


Рис. 5.25. До розглядання інтерференції зубців

У відповідності до прийнятих параметрів зубчатих коліс 1 і 2, що утворюють зубчасту передачу, радіуси кривизни евольвентного профілю зуба у вказаних точках L і M розраховуються за формулами

$$\rho_{L_{1,2}} = m \cdot \left[\frac{z_{1,2} \cdot \sin \alpha}{2} - \frac{(h_a^* - x_{1,2})}{\sin \alpha} \right]. \quad (5.51)$$

$$\rho_{M_{1,2}} = a_w \cdot \sin \alpha_w - r_{b2,1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2,1}. \quad (5.52)$$

З урахуванням рівнянь (5.50)...(5.52) умовами відсутності інтерференції зубців шестерні і колеса будуть наведені нижче співвідношення

$$\operatorname{Int}_1 = a_w \cdot \sin \alpha_w - r_{b2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - m \cdot \left[\frac{z_1 \cdot \sin \alpha}{2} - \frac{(h_a^* - x_1)}{\sin \alpha} \right] \geq 0; \quad (5.53)$$

$$\operatorname{Int}_2 = a_w \cdot \sin \alpha_w - r_{b1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} - m \cdot \left[\frac{z_2 \cdot \sin \alpha}{2} - \frac{(h_a^* - x_2)}{\sin \alpha} \right] \geq 0. \quad (5.54)$$

5.1.12. Вибір розрахункових коефіцієнтів зміщення

При розв'язанні інженерних задач з проектування ЗП, що утворена зубчатими колесами з числом зубців z_1 і z_2 , розрахункові коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 вибираються з урахуванням впливу їх величин на основні параметри зубчатих коліс, зубчатої передачі та її якісні показники:

- величини коефіцієнтів зміщення впливають на значення питомих ковзань λ_1 і λ_2 . За рахунок відповідного вибору x_1 і x_2 можливе проектування ЗП з величинами λ_1 і λ_2 , що відповідають умовам її експлуатації (наприклад, для відкритих ЗП оптимальним є співвідношення $|\lambda_1|_{max} = |\lambda_2|_{max}$, при якому забезпечується найменше спрацювання активних поверхонь зубців);

- збільшення коефіцієнтів x_1 і x_2 призводить до зниження величини коефіцієнта питомого тиску v ;

- за рахунок відповідного підбору коефіцієнтів x_1 і x_2 розв'язуються задачі з вписування ЗП в задану міжосьову відстань a_w для випадків, коли $a_w \neq r_1 + r_2$ (див. рис. 5.12).

Границі інтервалу $x_{1,2min} \leq x_{1,2} \leq x_{1,2max}$, з якого можуть вибиратися розрахункові коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 , визначаються розглянутими вище умовами існування зубчатих передач:

1. Величини $x_{1,2min}$ – умовою відсутності підрізання зубців шестерні і колеса з використанням формули (5.48).

2. Величини $x_{1,2max}$ визначаються комплексом вимог до забезпечення працездатності ЗП:

- безперервність і плавність зачеплення в ЗП – $\varepsilon_\alpha \geq \varepsilon_{\alpha min}$;

- відсутність загострення зубців шестерні і колеса – $s_{a1,2} \geq 0,2 \cdot m$;

- відсутність інтерференції зубців шестерні і колеса – виконання умов (5.53) і (5.54).

На сьогодні існують такі методи вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 :

- для проектування ЗП з максимальною контактною міцністю за таблицями, складеними проф. Кудрявцевим В.М. Для відповідних чисел зубців z_1 і z_2 з таблиць вибираються коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 ,

сума яких ($x_{\Sigma} = x_1 + x_2$) максимально можлива за умов відсутності підрізання та загострення зубців, а також забезпечення вимоги $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,1$;

- для проектування ЗП з мінімальним спрацюванням активних профілів зубців за таблицями, складеними у Центральному конструкторському бюро редукторобудування (ЦКБР). Для відповідних чисел зубців z_1 і z_2 ($z_1 + z_2 \geq 34$) з таблиць вибираються коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 ($x_1 = -x_2$) за умов забезпечення $|\lambda_1|_{max} = |\lambda_2|_{max}$, відсутності підрізання та загострення зубців, а також забезпечення вимоги $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,1$;
- для розв'язання задач при проектуванні ЗП коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 для відповідних чисел зубців z_1 і z_2 вибираються з графіків («блокувальних контурів»), альбом яких міститься в додатках до стандарту ГОСТ 16532-70.

При створенні технічних засобів залізничного транспорту досить часто розв'язуються задачі з вписування ЗП, що проектується, в задану міжосьову відстань $a_w \neq r_1 + r_2$. Тому на кафедрі «Механіка і проектування машин» УкрДАЗТ під керівництвом професора Мороза В.І. була розроблена нова методика раціонального вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 для будь-яких чисел зубців z_1 і z_2 з при забезпеченні потрібної міжосьової відстані a_w і виконанні наведених вище умов існування ЗП. Методика передбачає вибір величин x_1 і x_2 за допомогою комплексних допоміжних графіків, які будуються з використанням відповідних узагальнених математичних моделей (УММ), що отримуються на основі методів математичного планування експериментів.

В якості прикладу нижче подано результати дослідження з вибору розрахункових коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 зубчатих коліс тягової ЗП електропоїзда ЕР-2. Вихідними даними на проектування такої ЗП є: $m = 10 \text{ мм}$; $z_1 = 23$; $z_2 = 73$; $a_w = 485 \text{ мм}$.

На першому етапі досліджень з використанням методів математичного планування експерименту отримані УММ, що описують залежність показників тягової ЗП електропоїзда ЕР-2

від коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 . Такі УММ у вигляді поліномів другого ступеня наведено нижче.

$$\begin{aligned} \varepsilon = & 1,702 - 0,3135 \cdot x_1 - 0,1535 \cdot x_2 - \\ & - 0,031 \cdot x_1^2 - 0,022 \cdot x_2^2 + 0,055 \cdot x_1 \cdot x_2; \end{aligned} \quad (5.55)$$

$$\begin{aligned} \Delta\lambda_{max} = & -1,904 + 4,706 \cdot x_1 - 0,057 \cdot x_2 - \\ & - 1,564 \cdot x_1^2 + 0,024 \cdot x_2^2 - 0,463 \cdot x_1 \cdot x_2; \end{aligned} \quad (5.56)$$

$$\begin{aligned} a_w = & 479,8036 + 10,131 \cdot x_1 + 10,13 \cdot x_2 - \\ & - 0,541 \cdot x_1^2 - 0,54 \cdot x_2^2 - 1,041 \cdot x_1 \cdot x_2; \end{aligned} \quad (5.57)$$

$$\begin{aligned} v_p = & 0,342 - 0,066 \cdot x_1 - 0,066 \cdot x_2 + \\ & + 0,011 \cdot x_1^2 + 0,011 \cdot x_2^2 + 0,022 \cdot x_1 \cdot x_2; \end{aligned} \quad (5.58)$$

$$\begin{aligned} s_{a1} = & 7,14 - 3,1725 \cdot x_1 + 0,0135 \cdot x_2 - \\ & - 0,579 \cdot x_1^2 + 0,586 \cdot x_2^2 + 1,519 \cdot x_1 \cdot x_2; \end{aligned} \quad (5.59)$$

$$\begin{aligned} Int_1 = & 10,89 + 26,878 \cdot x_1 + 5,042 \cdot x_2 - \\ & - 1,641 \cdot x_1^2 - 0,521 \cdot x_2^2 - 3,414 \cdot x_1 \cdot x_2. \end{aligned} \quad (5.60)$$

З використанням УММ (5.55)...(5.60) побудований допоміжний комплексний графік (рис. 5.26), на якому представлені ізолінії контрольованих параметрів і показників тягової ЗП електропоїзда ЕР-2.

На допоміжному графіку зона *A-B-C-D-E-F* (зона існування тягової ЗП) обмежена ізолініями контрольованих показників і параметрів: $\varepsilon = 1,1$; $s_{a1} = 0,4m$; $Int_1 = 0$; $Int_2 = 0$. При цьому кожна точка в такій зоні визначає величини коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 . Але з урахуванням того, що розрахункові коефіцієнти зміщення x_1 і x_2 повинні забезпечувати задану міжосьову відстань, пошук їх розрахункових значень потрібно здійснювати на ізолінії $a_w = 485$ мм. Тому рішенню такої задачі можуть задовольняти точки **I** і **II** на допоміжному графіку.

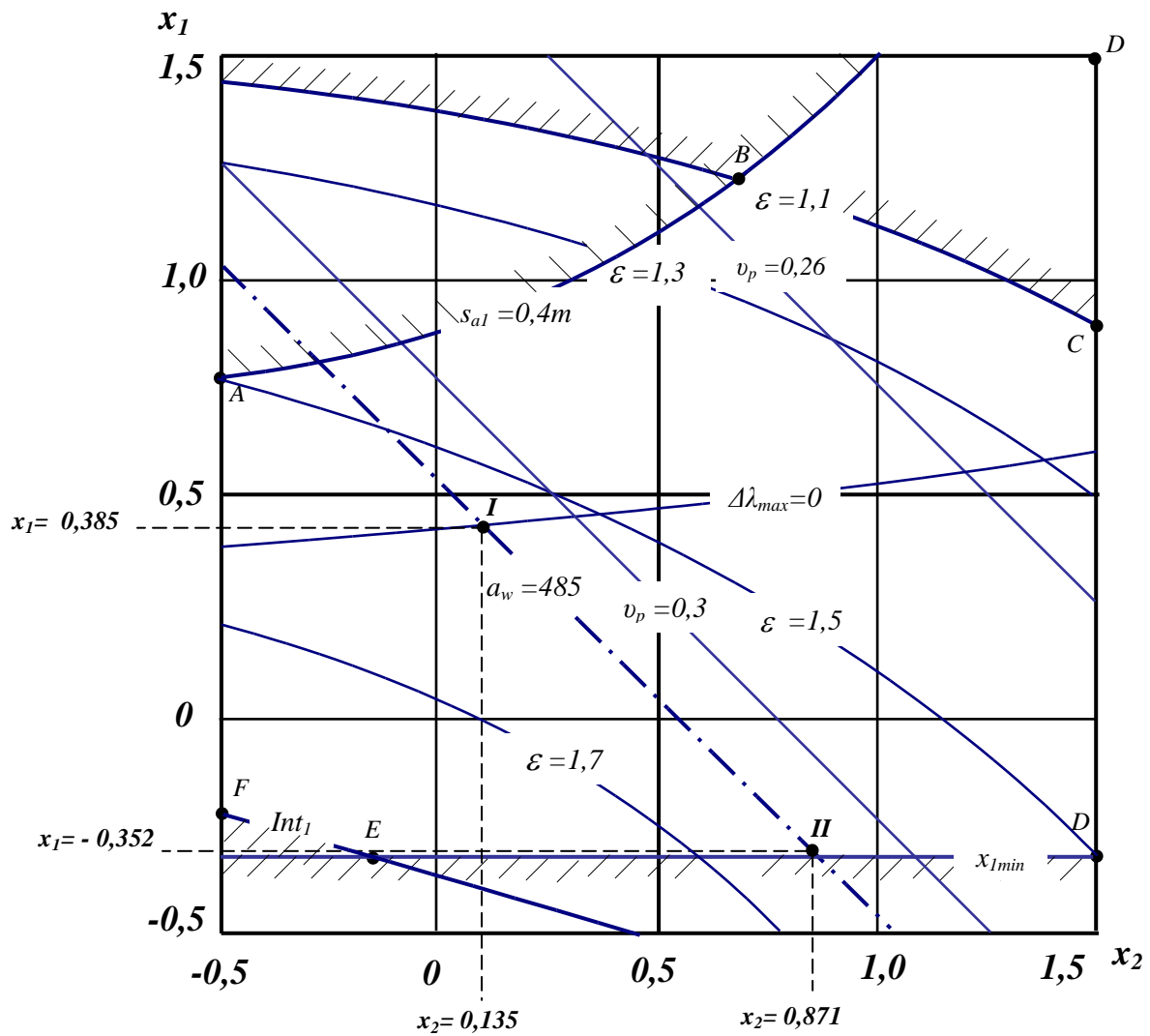


Рис. 5.26. До вибору коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 зубчатих коліс тягової ЗП електропоїзда серії EP-2

Точка **I**: при розрахункових коефіцієнтах зміщення $x_1 = 0,385$ і $x_2 = 0,135$ забезпечується потрібна міжосьова відстань $a_w = 485 \text{ мм}$. При цьому досягається вирівнювання максимальних питомих ковзань $\Delta\lambda_{\max} = 0$. Величина коефіцієнта перекриття складає $\varepsilon = 1,56$.

Точка **II**: при розрахункових коефіцієнтах зміщення $x_1 = -0,352$ і $x_2 = 0,871$ забезпечується потрібна міжосьова відстань $a_w = 485 \text{ мм}$. При цьому досягається максимальна величина коефіцієнта перекриття $\varepsilon = 1,64$. У той же час різниця у величинах максимальних питомих ковзань складає $\Delta\lambda_{\max} = -6,73$.

З урахуванням умов експлуатації тягових зубчатих передач в якості розрахункових коефіцієнтів зміщення шестерні і колеса тягової ЗП електропоїздів серії ЕР-2 доцільно приймати $x_1 = 0,385$ і $x_2 = 0,135$.

5.2. Багатоланкові зубчаті механізми

У п. 5.1.2 була наведена класифікація одноступінчатих зубчатих механізмів (зубчатих передач), які складаються з пари зубчатих коліс відповідного зачеплення. У машинобудуванні такі ЗП застосовуються найчастіше при передаточних відношеннях $i_{12} \leq 6$, тому що при більших передаточних відношеннях їхні габаритні розміри, маса, а відповідно і вартість будуть вищими, ніж у більш складних зубчатих механізмів.

Для забезпечення передачі обертання з великими передаточними відношеннями або при значних міжосьових відстанях використовуються багатоланкові зубчаті механізми (БЗМ), які складаються з декількох з'єднаних послідовно одноступінчатих ЗП (ступенів). БЗМ, в якому кутова швидкість обертання вихідного вала знижується порівняно з вхідним, називається **редуктором**, а якщо підвищується – **мультиплікатором**.

Багатоланкові механізми поділяються на два основних види:

- 1) БЗМ з нерухомими осями всіх зубчатих коліс;
- 2) БЗМ, осі окремих зубчатих коліс яких переміщуються відносно стояка (зубчато-важільні механізми).

Нижче розглянуто особливості проведення кінематичного аналізу таких БЗМ, метою якого є визначення їх загального передаточного відношення.

5.2.1. Багатоланкові зубчаті механізми з нерухомими осями зубчатих коліс

Найчастіше багатоланкові зубчаті механізми з нерухомими осями всіх зубчатих коліс проектуються **неспіввісними**. Структурно такі БЗМ поділяються на **ступінчаті** та **рядові** (зубчаті ряди з розгорнутою схемою). У ступінчатих БЗМ (рис. 5.27, а) кожне колесо входить тільки в одне зубчате зачеплення – колесо 1 перебуває в зачепленні тільки з колесом 2,

колесо 3 – тільки з колесом 4 і т.д. В рядових БЗМ (рис. 5.27, б) є зубчаті колеса, що входять одночасно в два або більше зачеплень – колесо 2 – з колесами 1 і 3, колесо 3 – з колесами 2 і 4 (зубчаті колеса 2 і 3 називаються **паразитними шестірнями**).

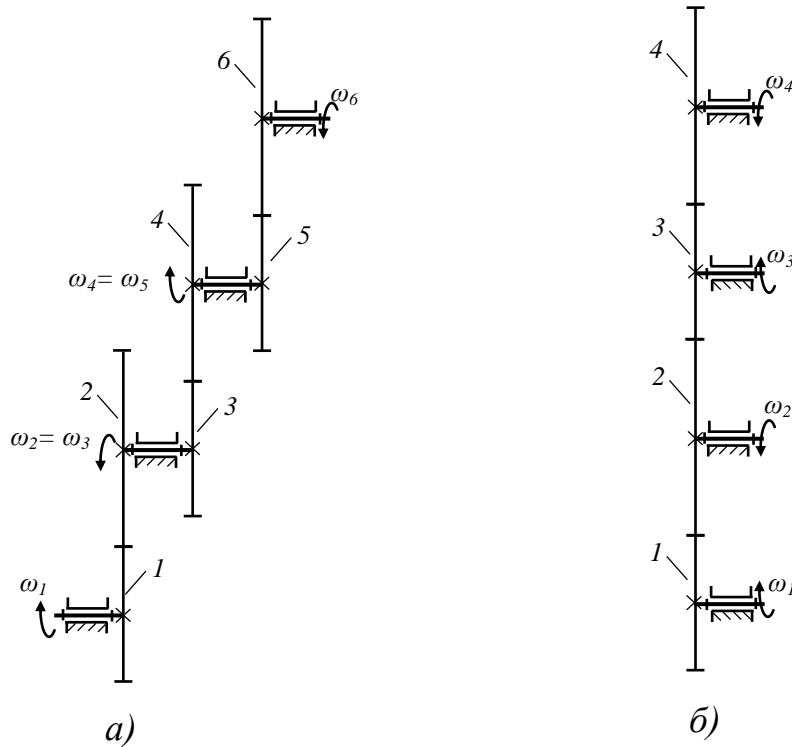


Рис. 5.27. Схеми БЗМ з нерухомими осями зубчатих коліс

Загальне передаточне відношення таких БЗМ дорівнює добутку передаточних відношень окремих механізмів (ступенів), що включені до їх складу:

$$i_{1n} = (-1)^k \cdot |i_{12} \cdot i_{23} \cdot i_{34} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)n}|, \quad (5.61)$$

де n – загальна кількість зубчатих коліс, що входить до складу БЗМ.

k – число пар зовнішнього зубчатого зачеплення, уведення множника $(-1)^k$ дає можливість визначити знак загального передаточного відношення (відносний напрямок кутових швидкостей вхідного ω_1 і вихідного ω_n зубчатих коліс) без урахування знаків передаточних відношень окремих ступенів.

Для ступінчатого БЗМ, схема якого наведена на рис. 5.27, а (при $i_{23} = \omega_2 / \omega_3 = 1$ і $i_{45} = \omega_4 / \omega_5 = 1$), загальне передаточне відношення може визначатися через числа зубців коліс:

$$i_{16} = (-1)^k \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5}.$$

Таким чином, у загальному випадку **формула для визначення загального передаточного відношення ступінчатого БЗМ** має вигляд

$$i_{1n} = (-1)^k \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \dots \cdot \frac{z_n}{z_{n-1}}. \quad (5.62)$$

Для рядового БЗМ, схема якого представлена на рис. 5.27, б, загальне передаточне відношення через числа зубців коліс визначається з формули

$$i_{14} = (-1)^k \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = (-1)^k \cdot \frac{z_4}{z_1}.$$

Загалом **формула для визначення загального передаточного відношення рядового БЗМ** має вигляд

$$i_{1n} = (-1)^k \cdot \frac{z_n}{z_1}. \quad (5.63)$$

5.2.2. Багатоланкові зубчато-важільні механізми

У конструкції технічних засобів досить широко застосовуються багатоланкові зубчато-важільні механізми, що обов'язково мають колеса з рухомими геометричними осями. Такі зубчаті колеса називаються **планетарними** або **сателітами**. Рухома важільна ланка, в якій розташовуються осі сателітів, називається **водилом** (на кінематичних схемах водило зазвичай позначається літерою H). Зубчате колесо, що обертається навколо нерухомої осі і по якому обкочуються сателіти, називається

центрального або **сонячним**. Нерухоме центральне колесо називається **опорним**.

Серед багатоланкових зубчато-важільних механізмів розрізняють:

1) **планетарні механізми**, які мають одну рухомість ($W = 1$), до складу їхньої конструкції обов'язково входить опорна ланка. Використовуються в зубчатих редукторах як механізми для виконання складного руху робочих органів машин (наприклад, для обертання лопаток мішалок, шпинделів машин у легкій промисловості).

2) **диференціальні механізми**, які мають дві або більше рухомостей ($W \geq 2$), у складі конструкції опорної ланки зазвичай не мають. Широко застосовуються в автомобілях, сільськогосподарській техніці, металорізальних верстатах.

На рис. 5.28, *a* зображено кінематичну схему **диференціального механізму**, в якому рухомі ланки 1 і 3 – центральні колеса (з нерухомими осями O_1 і O_3), ланка 2 – сателіт (з рухомою віссю O_2), ланка H – водило (з нерухомою віссю O_H), ланка 0 – стояк (нерухома ланка). Рухомі ланки 1, 2, 3 і H обертаються з кутовими швидкостями ω_1 , ω_2 , ω_3 і ω_H відповідно. Ступінь рухомості W механізму визначається за структурною формулою Чебишева для плоских механізмів при таких даних: $n = 4$ – кількість рухомих ланок; $p_5 = 4$ – кількість кінематичних пар 5-го класу (обертові кінематичні пари A_5 , B_5 , C_5 , D_5 , що утворені відповідно ланками 0 - 1, 0 - 3, 0 - H , H - 2); $p_4 = 2$ – кількість кінематичних пар 4-го класу (вищі кінематичні пари E_4 і F_4 , що утворені ланками 1 - 2 і 2 - 3):

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 4 - 2 = 2.$$

Таким чином, у випадку, зображеного на рис. 5.28, *a* диференціального механізму потрібно надати незалежні рухи двом ланкам ($W = 2$), щоб отримати визначеність з рухом усіх інших ланок.

Для визначення загального передаточного відношення диференціального механізму використовується **метод оборотності руху** – всім ланкам умовно надається додаткова кутова швидкість " $-\omega_H$ " навколо осі O_H , яка за величиною

дорівнює кутовій швидкості водила H ω_H , але протилежна їй за напрямком.

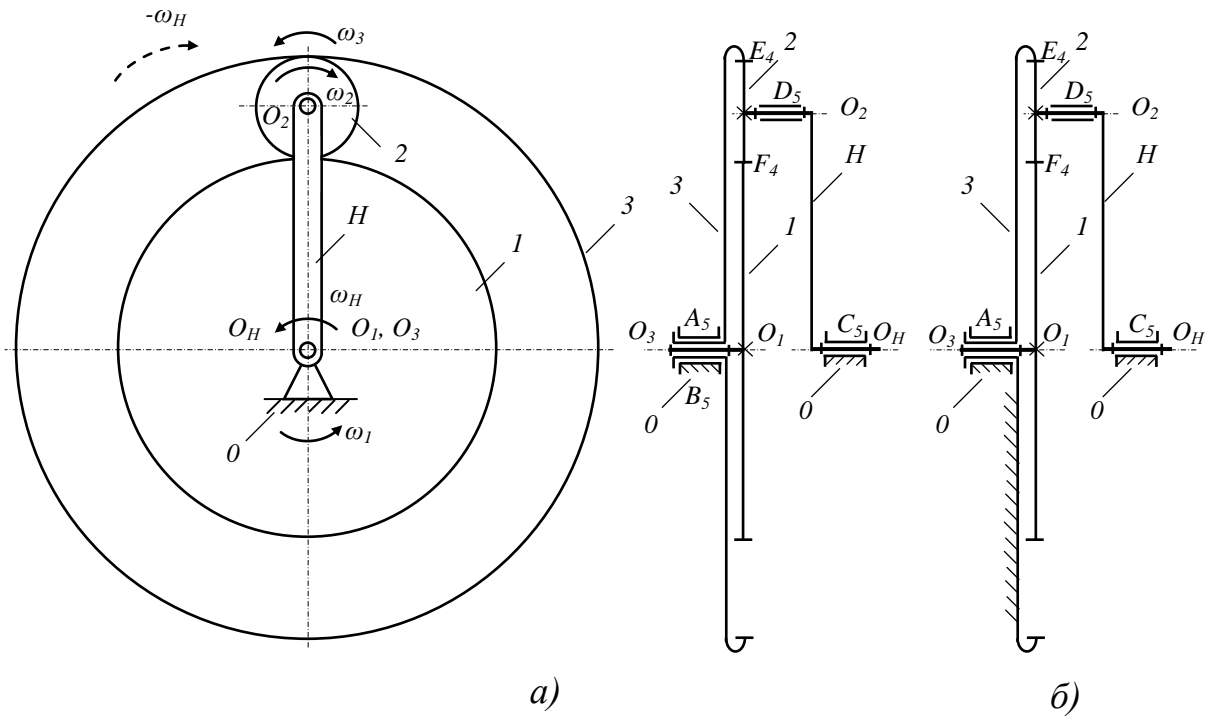


Рис. 5.28. Кінематичні схеми багатоланкових зубчато-важільних механізмів

Відносний рух ланок при цьому не змінюється. Тоді ланки будуть мати такі кутові швидкості: ланка 1 – $\omega_1^H = \omega_1 - \omega_H$; ланка 2 – $\omega_2^H = \omega_2 - \omega_H$; ланка 3 – $\omega_3^H = \omega_3 - \omega_H$; водило H – $\omega_H = \omega_H - \omega_H = 0$ (у верхньому індексі кутових швидкостей вказується ланка, яка при визначенні загального передаточного відношення взята за нерухому). Після надання всім рухомих ланкам додаткового обертання з кутовою швидкістю “ $-\omega_H$ ” водило H буде нерухомим і диференціальний механізм може розглядатися як рядовий зубчатий механізм з нерухомими осями O_1 , O_2 і O_3 . Для такого випадку загальне передаточне відношення визначається за формулою

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = (-1)^2 \cdot \frac{z_3}{z_1}. \quad (5.64)$$

Формула (5.64) називається **формулою Вілліса для диференціального механізму**. У загальному випадку, коли до складу конструкції диференціального механізму входять n зубчатих коліс, формула Вілліса має вигляд

$$i_{1n}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_n - \omega_H}. \quad (5.65)$$

Планетарні механізми є окремим випадком диференціальних механізмів. Якщо в диференціальному механізмі (рис. 5.28, а) центральне колесо 3 зробити нерухомим, то отримується планетарний механізм (рис. 5.28, б), в якому кількість рухомих ланок $n = 3$; кількість кінематичних пар 5-го класу $p_5 = 3$; кількість кінематичних пар 4-го класу $p_4 = 2$. Ступінь рухомості механізму

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1.$$

Передаточне відношення такого механізму визначимо з формули Вілліса (5.64) з урахуванням того, що $\omega_3 = 0$:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{-\omega_H} = 1 - \frac{\omega_1}{\omega_H}. \quad (5.66)$$

Приймається, що $i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H}$,

$$i_{1H}^{(3)} = 1 - i_{13}^H.$$

де $i_{13}^H = \frac{z_3}{z_1}$.

Слід зазначити, що кожна конкретна схема планетарного механізму має свою, цілком конкретну, формулу для визначення передаточного відношення. Основними перевагами планетарних механізмів є їх компактність, а також забезпечення передаточних відношень у широких діапазонах їх значень за рахунок відповідного підбору чисел зубців зубчатих коліс.

5.3. Кулачкові механізми

5.3.1. Загальні відомості

Особливості протікання робочого процесу багатьох машин обумовлює необхідність наявності в їхній конструкції механізмів, рух вихідних ланок яких повинний виконуватися за заданим складним законом (як правило з проміжними зупинками) в узгодженості з рухами інших механізмів. Найбільш простими, компактними та надійними механізмами для виконання таких задач є кулачкові механізми (КМ), вхідна ланка яких називається **кулачком**, а вихідна – **штовхачем**.

Кулачковий механізм – це механізм з виступом (тривалою проміжною зупинкою) вихідної ланки, до складу якого входить вища КП, один з елементів якої утворюється поверхнею змінної кривизни. **Кулачок** – ланка, якій належить елемент вищої КП, утворений поверхнею змінної кривизни.

Закон руху штовхача, що задається передаточною функцією положення, швидкості або прискорення, визначається конфігурацією **робочого профілю кулачка** і є основною характеристикою КМ, від якої залежать його функціональні, динамічні та інші властивості. Робочий профіль кулачка є своєрідною «програмою» функціонування виконавчої ланки механізму.

Розповсюдження КМ в складі конструкції багатьох технічних засобів визначили такі їх **позитивні якості**:

- забезпечення складного і теоретично точного закону руху штовхача;
- компактність;
- можливість передачі великих навантажень.

Водночас при проектуванні КМ потрібно обов'язково урахувати такі їх **недоліки**:

- виготовлення кулачка здійснюється за досить складною технологією;
- необхідність забезпечення замкнення ланок, що утворюють вищу КП;
- високі питомі навантаження на елементи вищої КП визначають потребу в матеріалах з високими механічними властивостями (особливо для виготовлення кулачка).

Загальне уявлення про кінематичні схеми КМ можна отримати на прикладі газорозподільних механізмів тепловозних дизелів типів Д80 і Д49 (зображені на рис. 5.29, а і 5.29, б) і високооборотних транспортних дизелів типів ДТНА1 і ДТНА2 (рис. 5.30, а і 5.30, б). Такі механізми призначені для відкриття та закриття клапанів, що дозволяє здійснювати наповнення циліндрів, випускання відпрацьованих газів, а також надійно ізолювати камеру згоряння від зовнішнього середовища під час тактів стискання і робочого ходу.

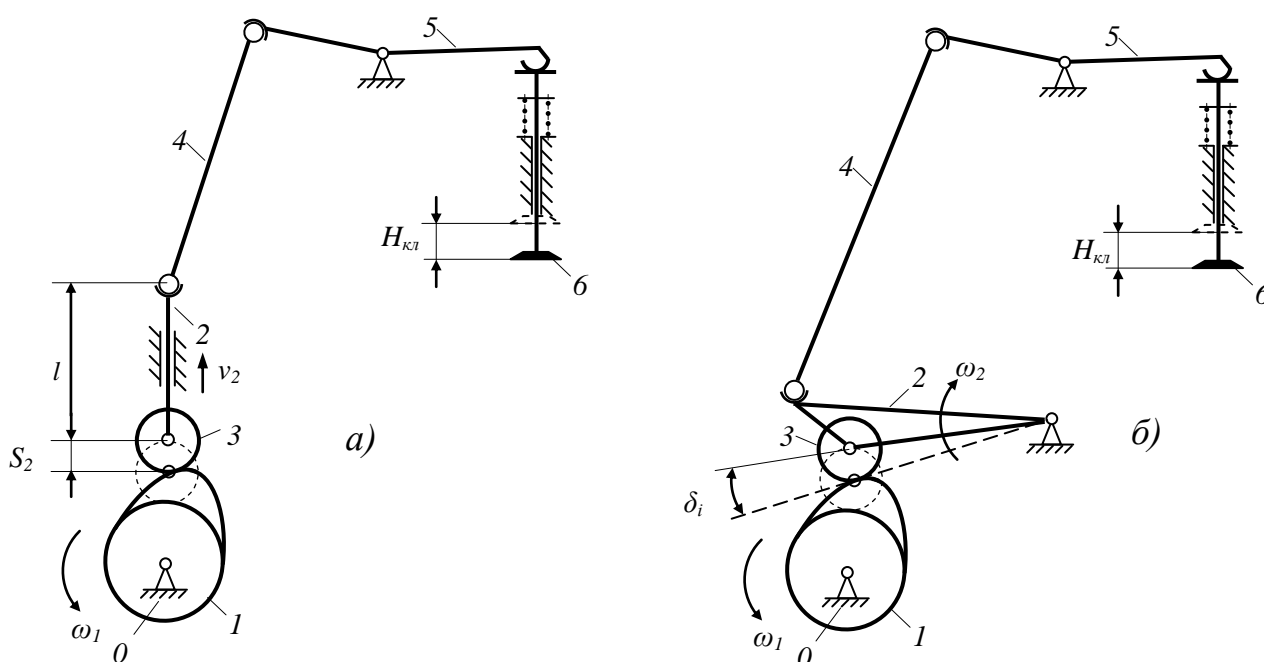


Рис. 5.29. Схеми кулачкових механізмів газорозподілу тепловозних дизелів: 1 – кулачок; 2 – штовхач; 3 – ролик штовхача; 4 – штанга; 5 – важіль; 6 – клапан з комплектом клапанних пружин

5.3.2. Основні типи кулачкових механізмів

Кулачкові механізми, як і важільні або зубчаті механізми, можуть бути **плоскими і просторовими**. Найбільшого поширення в технічних засобах дістали плоскі КМ. Тому в даному навчальному посібнику розглядаються саме плоскі КМ, які **за видом руху кулачка і штовхача** поділяються в основному на такі типи (рис. 5.31):

- КМ, в яких обертальний рух кулачка 1 перетворюється в зворотно-поступальний рух штовхача 2 (рис. 5.31, а-д);

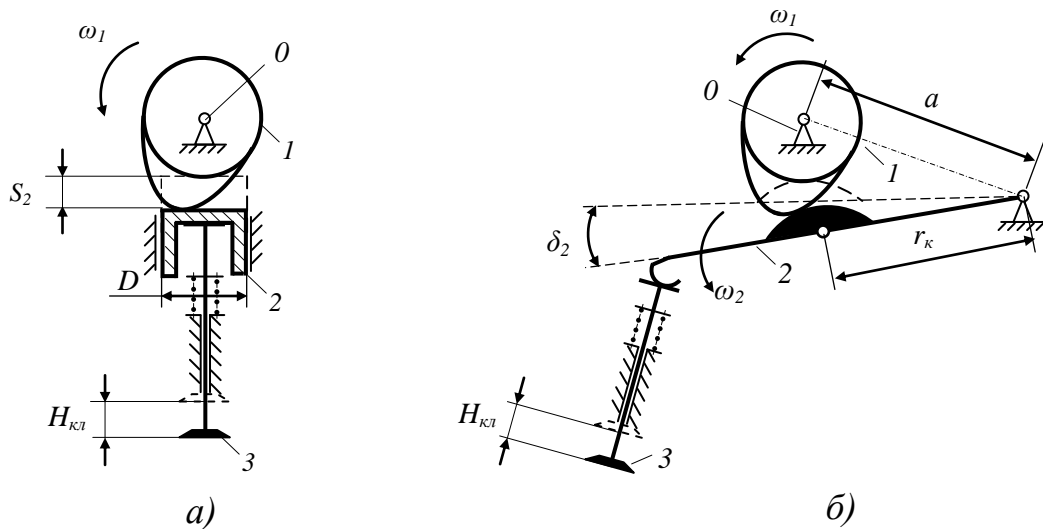


Рис. 5.30. Схеми кулачкових механізмів газорозподілу високооборотних дизелів: 1 – кулачок; 2 – штовхач; 3 – клапан з комплектом клапанних пружин

- КМ, в яких обертальний рух кулачка 1 перетворюється в зворотно-обертальний рух штовхача (коромисла) 2 (рис. 5.31, е);
- КМ, в яких зворотно-поступальний рух кулачка 1 перетворюється в зворотно-обертальний рух штовхача (коромисла) 2 (рис. 5.31, ж);
- КМ, в яких зворотно-поступальний рух кулачка 1 перетворюється в зворотно-поступальний рух штовхача (коромисла) 2 (рис. 5.31, и).

Вихідна ланка КМ (штовхач) може мати різну форму частини, що контактує з кулачком: **загострену** (рис. 5.31, а), **плоску** (рис. 5.31, з), **циліндричну** (рис. 5.31, д, е). КМ із загостреним штовхачем (елемент вищої КП - точка) з причин низької зносостійкості елементів вищої кінематичної пари використовуються тільки при незначних швидкостях і передачі малих навантажень. Більшу навантажувальну здатність мають КМ із плоскими та циліндричними штовхачами (елемент вищої КП – лінія). Проте при передачі суттєвих навантажень їх функціонування може супроводжуватися інтенсивним зносом контактуючих поверхонь внаслідок прояву тертя ковзання у вищій КП «кулачок-штовхач».

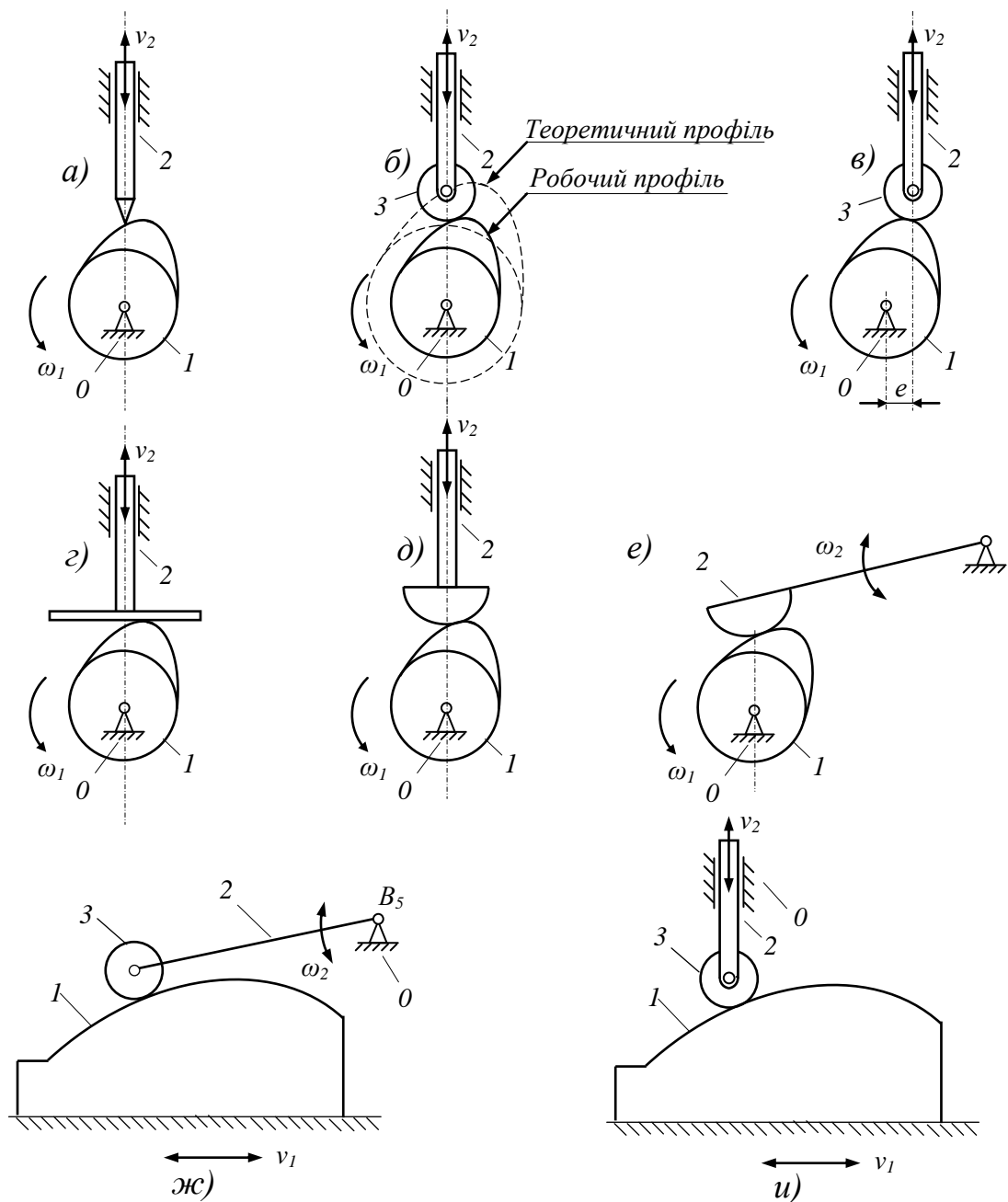


Рис. 5.31. До розглядання основних типів плоских кулачкових механізмів

Для усунення тертя ковзання у вищій КП в конструкцію КМ вводиться проміжна ланка – ролик 3 (рис. 5.31, б, в, ж, и), який утворює зі штовхачем 2 обертальну КП 5-го класу. Причому місцева рухомість ролика (обертання навколо власної осі) не впливає на закони руху штовхача. У КМ з роликовим штовхачем розрізняють **робочий (практичний) профіль** і **теоретичний (центровий) профіль** кулачка (рис. 5.31, б). Теоретичний профіль кулачка відповідає траєкторії центру ролика 3 при його

обкочуванні по робочому профілю кулачка 1 . Заміна робочого профілю кулачка на теоретичний не змінює характеру відносного руху вхідної і вихідної ланок механізму, але зручна при проведенні аналізу та синтезу КМ.

При проектуванні КМ, що зображені на рис. 5.31, $a-d$, у деяких випадках доцільним є зміщення осі руху штовхача відносно осі обертання кулачка на величину e , яка називається **зміщенням** або **ексцентриситетом**. КМ, в якому величина ексцентриситету $e \neq 0$, називається **зміщеним кулачковим механізмом**.

5.3.3. Замкнення в кулачкових механізмах

Для забезпечення постійного контакту вхідної та вихідної ланок, що утворюють вищу КП, в КМ використовується **силове** або **геометричне** замкнення. При силовому замкненні постійне дотикання ланок забезпечується, як правило, дією пружини 4 (рис. 5.32, a).

Незважаючи на те, що виконання силового замкнення з використанням пружини конструктивно не є складним, воно має ряд **недоліків**:

- сила пружності пружини F_{np} створює додаткові навантаження на ланки КМ;

- швидкість обертання кулачка ω_1 обмежується обумовленими від'ємними прискореннями штовхача ($a_2 < 0$) величинами сил інерції F_{in2} (див. схему сил на рис. 5.32, a), що прагнуть порушити контакт у вищій КП. Для забезпечення замкнення при будь-якому положенні кулачка повинна виконуватися умова $F_{np} + F_{in2} > 0$;

- невелике переміщення пружини при найбільшому стисканні визначає відповідні обмеження максимального переміщення штовхача.

У КМ деяких технічних засобів використовується геометричне замкнення ланок, що утворюють вищу КП. На рис. 5.32, b показаний КМ, в якому з'єднаний із штовхачем 2 ролик 3 взаємодіє з профільним пазом кулачка 1 , що забезпечує їх постійний контакт. Працездатність такого КМ забезпечується

r_{li} і полярними кутами ψ_{li} (у випадку такого КМ поточне значення кута ψ_i співпадає з кутом обертання кулачка ϕ_{li}) – характеризується кутом профілю $\psi_{\dot{a}}$;

- ділянка 2-3 – дуга кола радіуса r_{max} (найбільше значення радіуса-вектора) – характеризується кутом профілю $\psi_{\ddot{a}}$;

- ділянка 3-4 – крива змінної кривизни, поточні полярні координати якої описуються радіусами-векторами r_{li} , що зменшуються, і полярними кутами ψ_{li} – характеризується кутом профілю ψ_i ;

- ділянка 4-1 – дуга **основного кола робочого профілю кулачка** радіуса r_0 (найменше значення радіуса-вектора) – характеризується кутом профілю $\psi_{\dot{a}}$; основне коло є базою для формування робочого профілю кулачка.

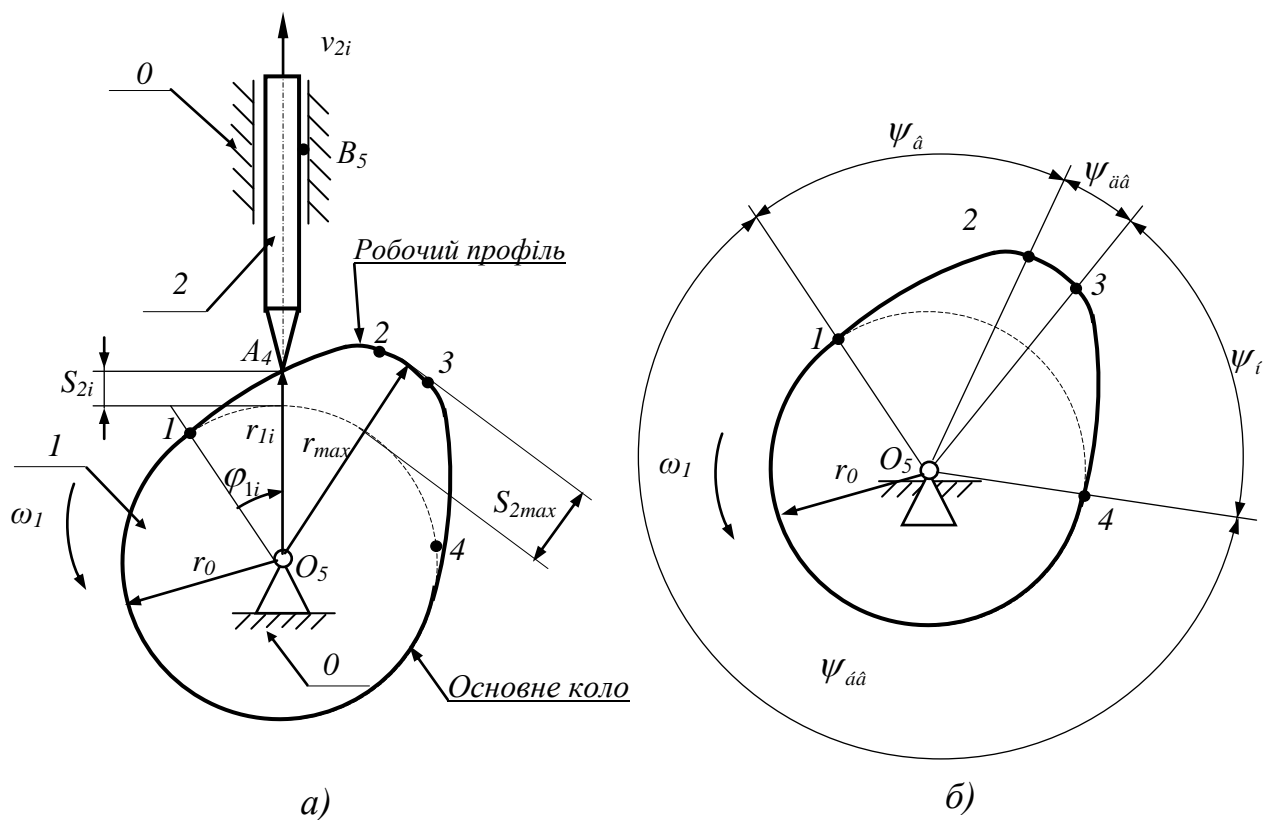


Рис. 5.33. До розгляду основних параметрів КМ

Кожній з зазначених ділянок відповідає певна **фаза руху штовхача**. Кут повороту кулачка, за який вона здійснюється, називається **фазовим кутом**.

На рис. 5.34 зображено графік зміни переміщень штовхача 2 (S_{2i}) залежно від кута повороту кулачка 1 (φ_1) для циклу КМ (одного оберту кулачка), який показано на рис. 5.35, а.

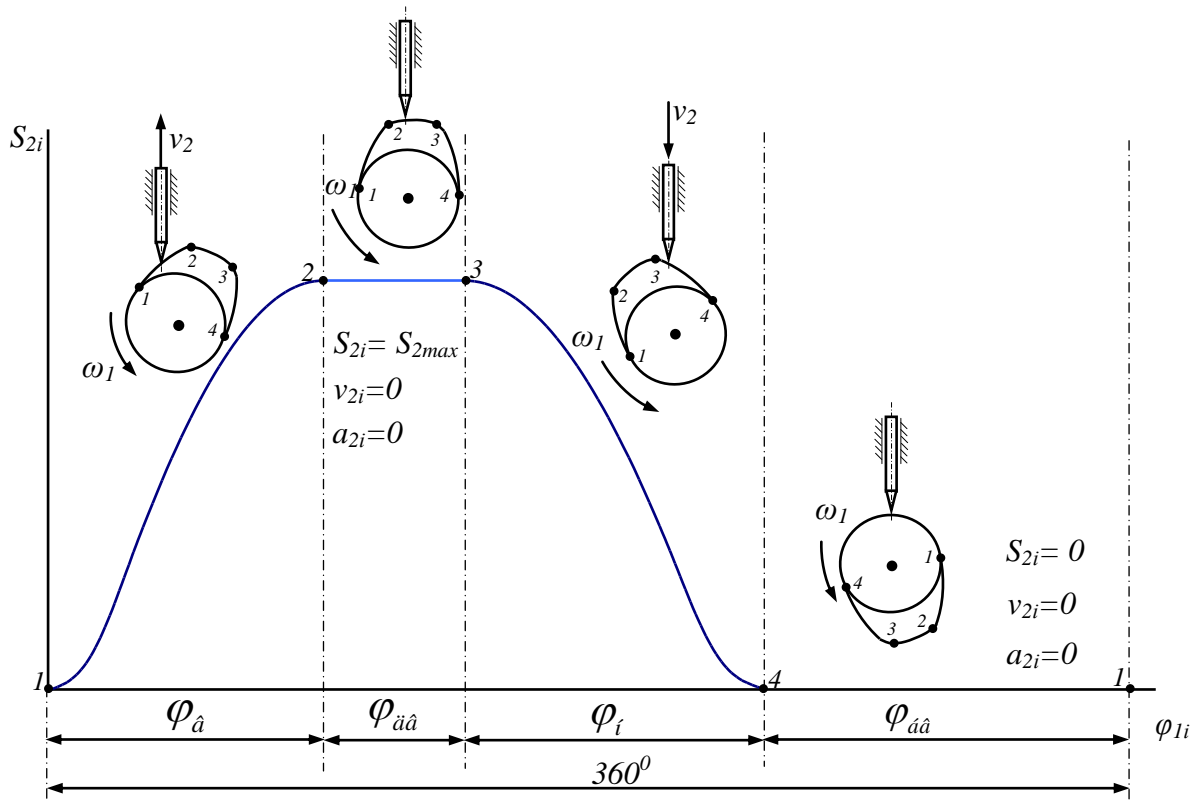


Рис. 5.34. Фази руху штовхача

При контактуванні з вказаними ділянкам робочого профілю кулачка для штовхача на графіку можливо виділити такі фази руху:

- **фаза віддалення** (відповідає ділянці 1-2) – при повороті кулачка на фазовий кут віддалення $\varphi_{\dot{a}}$ штовхач здійснює поступальний рух, віддаляючись від центра обертання кулачка з початкового положення $S_{2i}=0$ (у точці 1) до положення, яке відповідає його максимальному переміщенню $S_{2i}=S_{2max}$ (у точці 2);
- **фаза дальнього вистою** (відповідає ділянці 2-3) – впродовж повороту кулачка на фазовий кут дальнього вистою $\varphi_{\ddot{a}\dot{a}}$ штовхач, який здійснив максимальне переміщення S_{2max} , залишається нерухомим (швидкість $v_{2i}=0$, прискорення $a_{2i}=0$);
- **фаза наближення** (відповідає ділянці 3-4) – при повороті кулачка на фазовий кут наближення $\varphi_{\dot{i}}$ штовхач здійснює

поступальний рух, наближаючись від центра обертання кулачка з положення $S_{2i}=S_{2max}$ (у точці 3) до початкового положення $S_{2i}=0$ (у точці 4);

- **фаза ближнього вистою** (відповідає ділянці 4-1) – впродовж повороту кулачка на фазовий кут **ближнього вистою** $\varphi_{\acute{a}\acute{a}}$ штовхач знаходиться у початковому положенні $S_{2i}=0$ нерухомим (швидкість $v_{2i}=0$, прискорення $a_{2i}=0$).

Очевидно, що сума фазових кутів дорівнює 360^0 :

$$\varphi_{\acute{e}} + \varphi_{\acute{o}\acute{e}} + \varphi_{\acute{n}} + \varphi_{\acute{o}\acute{e}} = 360^0.$$

Сума фазових кутів $\varphi_{\acute{a}}$, $\varphi_{\acute{a}\acute{a}}$ і $\varphi_{\acute{i}}$ складає кут дії кулачка $\varphi_{\acute{a}}$:

$$\varphi_{\acute{e}} + \varphi_{\acute{o}\acute{e}} + \varphi_{\acute{n}} = \varphi_{\acute{a}}. \quad (5.67)$$

Для зображеного на рис. 5.33, а центрального КМ ($e=0$) центральні кути профілю кулачка дорівнюють відповідним фазовим кутам – $\psi_{\acute{a}} = \varphi_{\acute{a}}$; $\psi_{\acute{a}\acute{a}} = \varphi_{\acute{a}\acute{a}}$; $\psi_{\acute{i}} = \varphi_{\acute{i}}$; $\psi_{\acute{a}\acute{a}} = \varphi_{\acute{a}\acute{a}}$. Максимальне переміщення штовхача, що здійснює поступальний рух, визначається різницею найбільшого і найменшого значень радіусів-векторів робочого профілю кулачка:

$$S_{2max} = r_{max} - r_0. \quad (3.68)$$

5.3.5. Урахування кутів тиску кулачка на штовхач при проектуванні кулачкових механізмів

При проведенні проектування КМ основні розміри кулачка вибираються за умов виконання певних вимог, основною з яких є обмеження за максимальною величиною **кута тиску кулачка на штовхач**. На рис. 5.35 показано кінематичну схему центрального КМ з роликівим штовхачем, що здійснює зворотно-поступальний рух. Поточні кути повороту кулачка 1 φ_{1i} і переміщення штовхача 2 S_{2i} відраховуються від положення початку фази віддалення – найнижчого положення центра ролика, який знаходиться на відстані R_0 від центра обертання кулачка. Така відстань називається **радіусом основного кола теоретичного**

профілю кулачка. Кут тиску β кулачка на штовхач дорівнює куту між нормаллю $n-n$, яка проведена до робочого (або теоретичного) профілю кулачка, і вектором лінійної швидкості штовхача.

Для зображеного на рис. 5.35 кулачкового механізму поточна величина кута тиску визначається за формулою

$$\beta_i = \arctg\left(\frac{v_{2i}/\omega_1}{R_0 + s_{2i}}\right). \quad (5.69)$$

Складова $R_{2li}^{ep} = R_{2l} \cdot \cos \beta_i$ приводить штовхач у рух (є рушійною силою). Ця сила повинна подолати діюче на штовхач сумарне навантаження F_Σ , величина якого урахує всі зовнішні сили (наприклад, сили тертя в КП; сили пружності клапанних пружин; сили інерції ланок та ін.). Складова $R_{2li}^{zop} = R_{2l} \cdot \sin \beta_i$ прагне відхилити штовхач від його осі, притискає до напрямної O і визначає сили тертя в поступальній кінематичній парі C_5 , які будуть спрямовані протилежно вектору швидкості штовхача \bar{v}_{2i} .

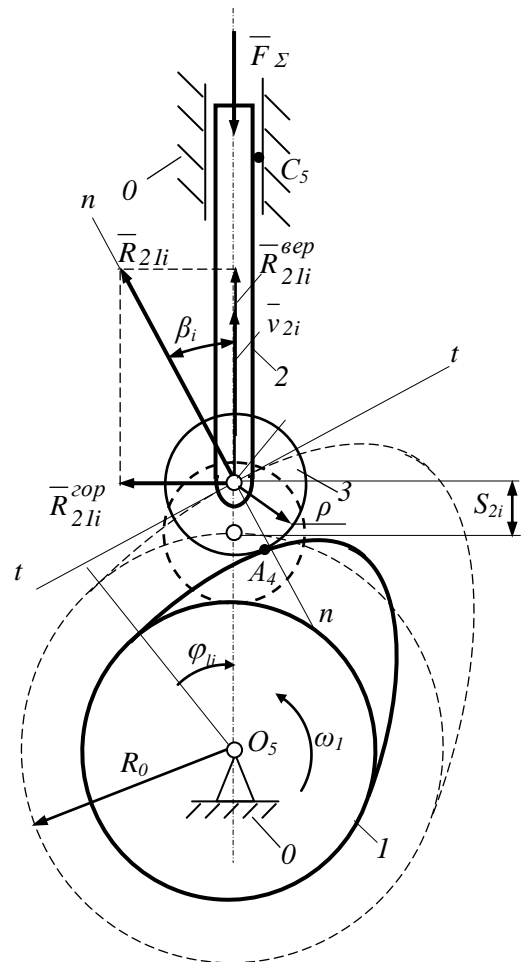


Рис. 5.35. Визначення кутів тиску в кулачкових механізмах: $t-t$ – дотична до центрального профілю в точці B (визначає положення центра ролика); $n-n$ – нормаль до центрального профілю в точці B ($n-n \perp t-t$)

При високих значеннях кута тиску β_i величина складової R_{2li}^{zop} може обумовити настільки суттєві сили тертя в поступальній КП C_5 , що настане заклинювання штовхача 2 в напрямній O .

Тому для забезпечення нормальної роботи КМ необхідно, щоб величина максимального кута тиску β_{max} кулачка на штовхач не перевищувала допустимого значення $[\beta]$. З урахуванням спів-

відношення (5.69), для КМ, який показано на рис. 5.35, така умова відповідає формулі

$$\beta_{max} = \arctg \left(\frac{v_{2max} / \omega_1}{R_0 + s_{2v_{2max}}} \right) \leq [\beta],$$

де v_{2max} – максимальна швидкість штовхача в циклі роботи КМ;
 $s_{2v_{2max}}$ – переміщення штовхача для положення КМ, при якому досягається v_{2max} .

У розглянутому КМ з боку кулачка 1 на штовхач 2 діє сила (реакція) \bar{R}_{21i} , що прикладена в точці B і напрямком якої співпадає з нормаллю $n-n$. Розкладемо силу \bar{R}_{21i} на дві складові: \bar{R}_{21i}^{sep} – направлену вздовж осі штовхача, \bar{R}_{21i}^{zop} – направлену перпендикулярно до осі руху штовхача.

Видно, що при заданих законах руху штовхача зменшити максимальний кут тиску β_{max} можливо лише за рахунок збільшення величини радіуса R_0 . Це визначає небажане збільшення габаритів всього КМ.

З метою забезпечення невеликих габаритів КМ при досягненні високих значень їхнього механічного коефіцієнту корисної дії (малих величин сил тертя в КП) при проектуванні ураховуються такі величини допустимих значень кутів тиску кулачка на штовхач:

- для КМ з роликовим штовхачем, що здійснює зворотно-поступальний рух $[\beta]=30^0$;
- для КМ з роликовим штовхачем, що здійснює зворотно-обертальний рух $[\beta]=45^0$.

Для КМ, який показано на рис. 5.35, величина мінімального радіуса основного кола теоретичного профілю кулачка R_{0min} може визначатися з умови $\beta_{max} = [\beta]$ за формулою

$$R_{0min} = \frac{v_{2max} / \omega_1}{\text{tg}[\beta]} - s_{2v_{2max}}. \quad (5.70)$$

Величину радіуса ролика штовхача ρ (рис. 5.35) при визначеному радіусі R_0 рекомендується приймати з урахуванням співвідношення

$$\rho \leq 0,28 \cdot R_0. \quad (5.71)$$

5.3.6. Удари в кулачкових механізмах

Під ударами в КМ розуміють прояв миттєвих змін величини та напрямку сил інерції F_{in} , що обумовлено відповідними змінами прискорень штовхача a масою m ($\bar{F}_{in} = -m \cdot \bar{a}$). Залежно від характеру зміни за цикл прискорень штовхача відрізняють такі умови роботи КМ:

- **робота КМ з «жорсткими ударами»** – відповідає наявності в циклі КМ миттєвої зміни прискорень штовхача a (сил інерції F_{in}) на нескінченну величину;

- **робота КМ з «м'якими ударами»** – відповідає наявності в циклі КМ миттєвої зміни прискорень штовхача a (сил інерції F_{in}) на скінченну величину;

- **безударний характер роботи КМ** – характеризується відсутністю в циклі КМ миттєвих змін прискорень штовхача a (сил інерції F_{in}).

Нижче на рис. 5.36 наведено приклади графіків зміни кінематичних характеристик штовхачів впродовж фазового кута віддалення φ_e , які відповідають різним умовам роботи КМ.

На рис. 5.36, *a* представлені кінематичні характеристики штовхача, який впродовж фазового кута віддалення φ_e здійснює рівномірний рух ($v_2 = const$, $a_2 = 0$). Переміщення штовхача $S_2 = f(\varphi_1)$ змінюються за прямою лінією. Такі закони руху відповідають роботі КМ з «жорсткими» ударами. У моменти початку ($\varphi_1 = 0$) і кінця руху ($\varphi_1 = \varphi_e$) прискорення штовхача (і сили інерції F_{in}) прагнуть до нескінченності, що може призвести до розмикання вищої КП, утвореної штовхачем і кулачком, а також їх співударяння. Тому такі КМ можуть функціонувати при невисоких частотах обертання кулачка ($n_{1max} < 50 \text{ об/хв}$).

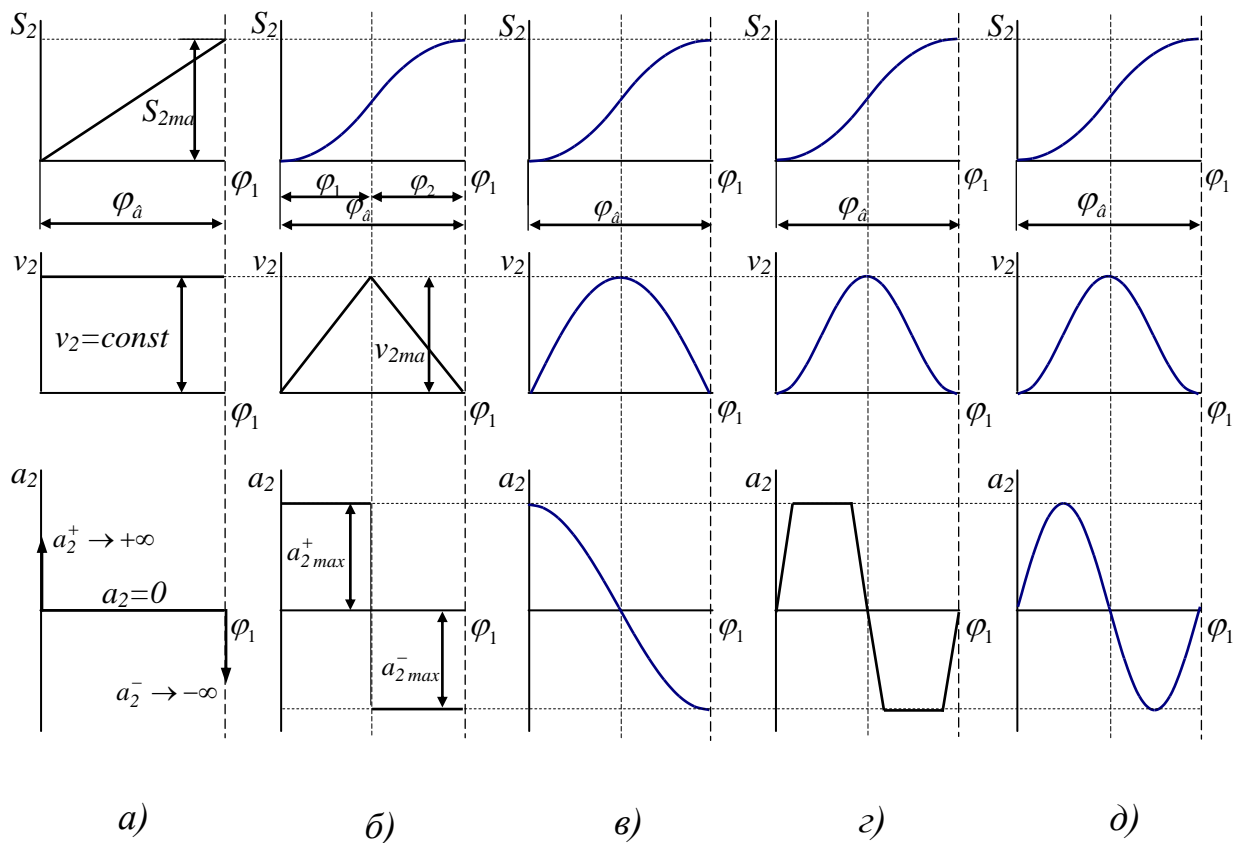


Рис. 5.36. До розгляду умов роботи КМ

Більш сприятливі умови роботи КМ будуть у випадках, коли додатні і від'ємні прискорення штовхача впродовж відповідних ділянок φ_1 і φ_2 є сталими (рис. 5.36, б). Але робота такого КМ супроводжується «м'якими ударами», оскільки прискорення штовхача змінюються миттєво на кінцеву величину (від 0 до максимального додатного значення a_{2max}^+ , від a_{2max}^+ до максимального від'ємного значення a_{2max}^- і від a_{2max}^- до 0). Також роботі з «м'якими» ударами відповідає КМ, в якому прискорення штовхача впродовж фазового кута віддалення φ_6 змінюється за косинусоїдою (рис. 5.36, в). Для таких КМ також обмежується частота обертання кулачка – $n_{1max} \leq 1200 \text{ об/хв}$.

Умові безударної роботи відповідають КМ, в яких прискорення штовхача впродовж фазових кутів віддалення φ_6 і наближення φ_n змінюються поступово. Прикладом таких механізмів є КМ, в яких прискорення штовхача мають

трапецеїдальний (рис. 5.36, з) і синусоїдальний (рис. 5.36, д) характер зміни.

У практиці проектування КМ привода клапанів чотиритактних транспортних дизелів широкого розповсюдження набули підходи, що передбачають завдання комбінованих законів руху штовхача, для яких на різних ділянках фаз віддалення та наближення зміна прискорень може описуватися різними функціональними залежностями. Це дозволяє синтезувати такі профілі кулачків, при яких забезпечуються потрібні кінематичні та динамічні характеристики ланок механізмів, а також виконання заданих вимог і обмежень на проектування КМ.

5.3.7. Кінематичний аналіз кулачкових механізмів

Задача кінематичного дослідження КМ полягає у визначенні законів руху штовхача (залежностей переміщень, швидкостей та прискорень від кута обертання кулачка) при заданій формі робочого профілю кулачка та геометричних параметрах інших ланок механізму. Найчастіше такі дослідження проводяться у випадках, коли робочий профіль кулачка окреслено сполученими дугами кіл (дуговий випуклий або увігнутий профіль) або дугами кіл і прямими (тангенціальний профіль). Розв'язання таких задач може виконуватися за допомогою графічних, графоаналітичних (метод замінних механізмів) або аналітичних методів.

Практична реалізація аналітичного методу розглянута нижче на прикладі дослідження кінематики штовхача 2 (рис. 5.37), який здійснює зворотно-поступальний рух при взаємодії ролика 3 з тангенціальним профілем кулачка 1 (форма робочого профілю газорозподільних кулачків, яка розповсюджена в чотиритактних тепловозних дизелях).

Робочий профіль тангенціального кулачка окреслюється:

- дугою початкового кола $A - A'$ радіуса r_0 ;
- двома відрізками прямих $A - B$ і $B' - A'$, що відповідають ділянці додатних прискорень штовхача кутової протяжності Φ_{12} ;
- двома дугами кола $B - C$ і $C' - B'$ радіуса r , що відповідають ділянці від'ємних прискорень штовхача кутової

протяжності Φ_{23} (сума кутів Φ_{12} і Φ_{23} визначає величину кута віддалення $\varphi_6 = \Phi_{12} + \Phi_{23}$);

- дугою кола $C-C'$ радіуса $R_1 = r_0 + S_{max}$ – фаза дальнього вистою штовхача кутової протяжності $\varphi_{\delta\delta}$ (S_{max} –максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка).

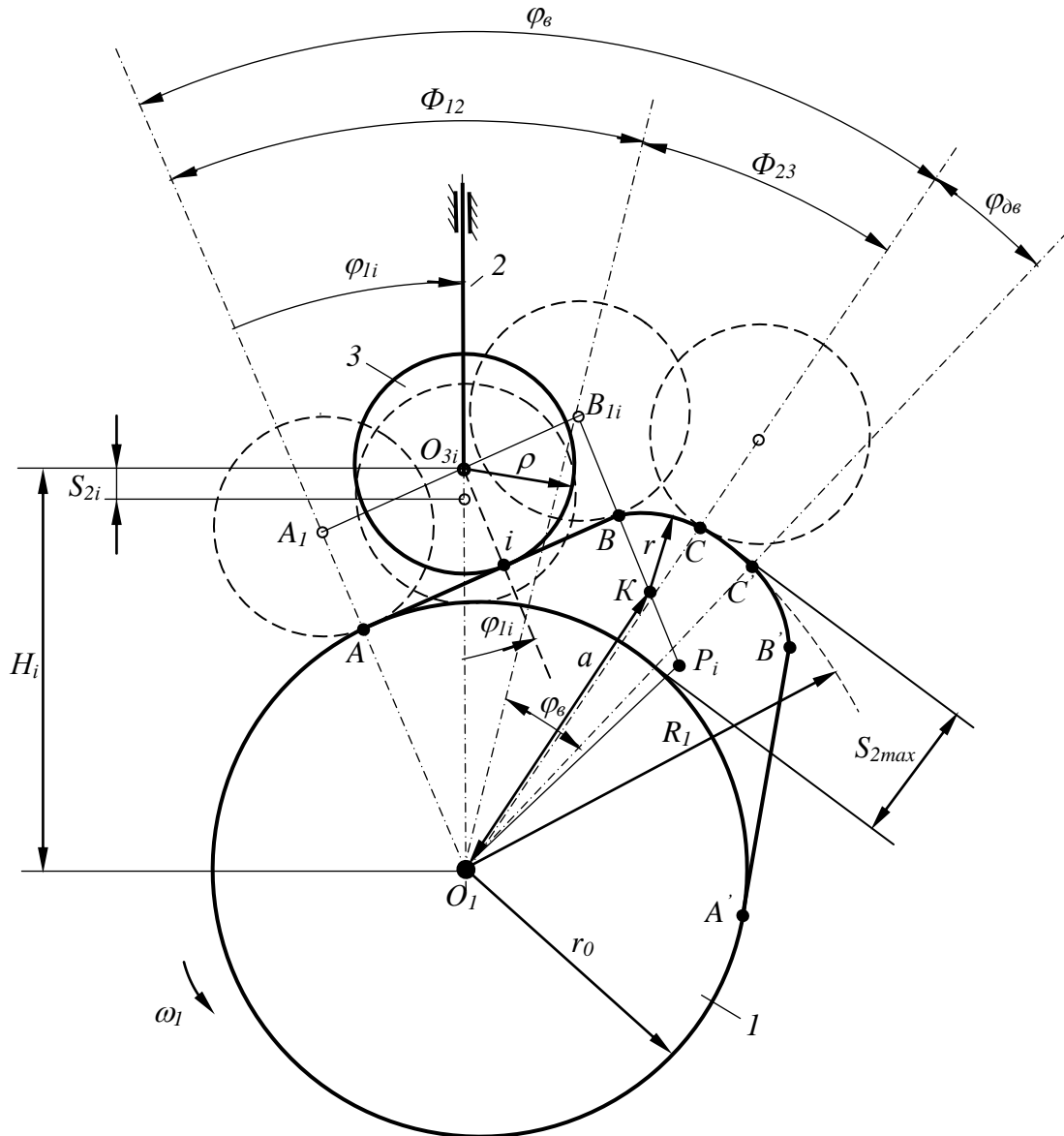


Рис. 5.37. До розрахунку кінематичних характеристик поступального роликового штовхача КМ з тангенціальним кулачком

При виконанні розрахунків кінематики поступального роликового штовхача, що взаємодіє з тангенціальним кулачком,

задаються такі геометричні параметри КМ: максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка S_{max} ; радіус ролика штовхача ρ ; радіуси дуг кіл, що окреслюють робочий профіль кулачка, r_0, r ; кут дії кулачка $\varphi_\delta = \varphi_\epsilon + \varphi_{\delta\epsilon} + \varphi_n$, кутова швидкість обертання кулачка ω_1 .

За прийнятими початковими даними попередньо визначаються величини додаткових геометричних параметрів і коефіцієнтів

$$a = R_1 - r; \quad k = \frac{r + \rho}{a}.$$

Попередньо визначаються граничні кути $\varphi_\epsilon, \Phi_{12}$ і Φ_{23} .

Фазовий кут віддалення

$$\varphi_\epsilon = \arccos\left(\frac{r_0 - r}{a}\right). \quad (5.72)$$

Кутова протяжність ділянки додатних прискорень штовхача Φ_{12}

$$\Phi_{12} = \frac{a}{(r_0 + \rho)} \cdot \sin \varphi_\epsilon. \quad (5.73)$$

Кутова протяжність ділянки від'ємних прискорень штовхача Φ_{23}

$$\Phi_{23} = \varphi_\epsilon - \Phi_{12}. \quad (5.74)$$

Після визначення кутових довжин відповідних ділянок контролюється виконання умови

$$\varphi_\epsilon \leq \varphi_\delta / 2. \quad (5.75)$$

Кутова протяжність ділянки дальнього вистою $\varphi_{\delta\epsilon}$ (при $\varphi_\epsilon = \varphi_n$)

$$\varphi_{\delta\epsilon} = \varphi_\delta - 2 \cdot \varphi_\epsilon. \quad (5.76)$$

При контактi ролика штовхача з кулачком у точці i на ділянці $A - B$ (див. рис. 5.37) величина поточного переміщення штовхача S_{2i} залежно від кута повороту кулачка φ_{1i} визначається з прямокутного трикутника $O_1A_iO_{3i}$:

$$S_{2i} = H_i - (r_0 + \rho) = (r_0 + \rho) \cdot \left(\frac{1}{\cos \varphi_{1i}} - 1 \right). \quad (5.77)$$

Формула для розрахунків поточних швидкостей штовхача v_{2i} знаходиться з диференціювання за dt рівняння (5.77)

$$v_{2i} = \frac{dS_{2i}}{dt} = (r_0 + \rho) \frac{\sin \varphi_{1i}}{\cos^2 \varphi_{1i}} \cdot \omega_1. \quad (5.78)$$

Поточні прискорення штовхача a_{2i} знаходяться з диференціювання за dt рівняння (5.78)

$$a_{2i} = \frac{dv_{2i}}{dt} = (r_0 + \rho) \cdot \frac{(2 - \cos^2 \varphi_{1i})}{\cos^3 \varphi_{1i}} \cdot \omega_1^2. \quad (5.76)$$

Додатне прискорення штовхача в момент початку руху при контактi ролика з робочим профілем кулачка в точці A ($\varphi_{1i} = 0$)

$$a_{2A} = (r_0 + \rho) \cdot \omega_1^2. \quad (5.80)$$

Максимальне додатне прискорення штовхача при контактi ролика з робочим профілем кулачка в точці B ($\varphi_{1i} = \Phi_{12}$)

$$a_{2i} = (r_0 + \rho) \cdot \frac{(2 - \cos^2 \Phi_{12})}{\cos^3 \Phi_{12}} \cdot \omega_1^2. \quad (5.81)$$

При контактi ролика штовхача з кулачком у точці i на ділянці $B - C$ (див. рис. 5.37) величина поточного переміщення штовхача S_{2i} залежно від кута повороту кулачка φ_{1i} визначається з розглядання трикутника $O_1B_iP_i$:

$$S_{2i} = a \cdot [\cos(\Phi_{13} - \varphi_i) + \sqrt{k^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)} - (r_0 + \rho)]. \quad (5.82)$$

Формула для розрахунку поточної швидкості штовхача з диференціювання за dt рівняння (5.82)

$$v_{2i} = a \cdot \sin(\varphi_e - \varphi_{1i}) \cdot [1 + \cos(\varphi_e - \varphi_{1i}) / \sqrt{k^2 - \sin^2(\Phi_{13} - \varphi_i)}] \cdot \omega_1. \quad (5.83)$$

Формула для розрахунку поточного прискорення штовхача з диференціювання за dt рівняння (5.83)

$$a_{2i} = -a \cdot \{ \cos(\varphi_e - \varphi_{1i}) + \sqrt{k^2 - \sin^2(\varphi_e - \varphi_{1i})} + k^2(1 - k^2) / [k^2 - \sin^2(\varphi_e - \varphi_{1i})]^{3/2} \} \cdot \omega_1^2. \quad (5.84)$$

Від'ємне прискорення штовхача при контакті ролика з робочим профілем кулачка в точці B ($\varphi_{1i} = \Phi_{12}$)

$$a_{2B} = -a \cdot \{ \cos(\varphi_e - \Phi_{12}) + \sqrt{k^2 - \sin^2(\varphi_e - \Phi_{12})} + k^2(1 - k^2) / [k^2 - \sin^2(\varphi_e - \Phi_{12})]^{3/2} \} \cdot \omega_1^2. \quad (5.85)$$

Максимальне від'ємне прискорення штовхача при контакті ролика з робочим профілем кулачка в точці C ($\varphi_{1i} = \varphi_e$)

$$a_{2C} = -a \cdot \frac{(k + 1)}{k} \cdot \omega_1^2. \quad (5.86)$$

В якості прикладу на рис. 5.38 наведено кінематичні характеристики поступального роликового штовхача КМ газорозподілу вітчизняного тепловозного дизеля типу Д80 при таких геометричних параметрах серійного тангенціального кулачка і КМ (кінематична схема показана на рис. 5.29, а): максимальне переміщення штовхача за профілем кулачка $S_{max} = 21,1$ мм; радіус ролика $\rho = 28$ мм; радіуси дуг кіл, що окреслюють робочий профіль кулачка, $r_0 = 39,5$ мм; $r = 18$ мм і $R_I = r_0 + S_{max} = 60,6$ мм; кут дії кулачка $\varphi_0 = 154,5^\circ$ (з урахуванням ділянки теплого зазору); частота обертання розподільного валу $n_{pv} = 500$ хв⁻¹. З графіка прискорень $a_2 = f(\varphi_1)$ видно, що такий КМ працює з «м'якими» ударами.

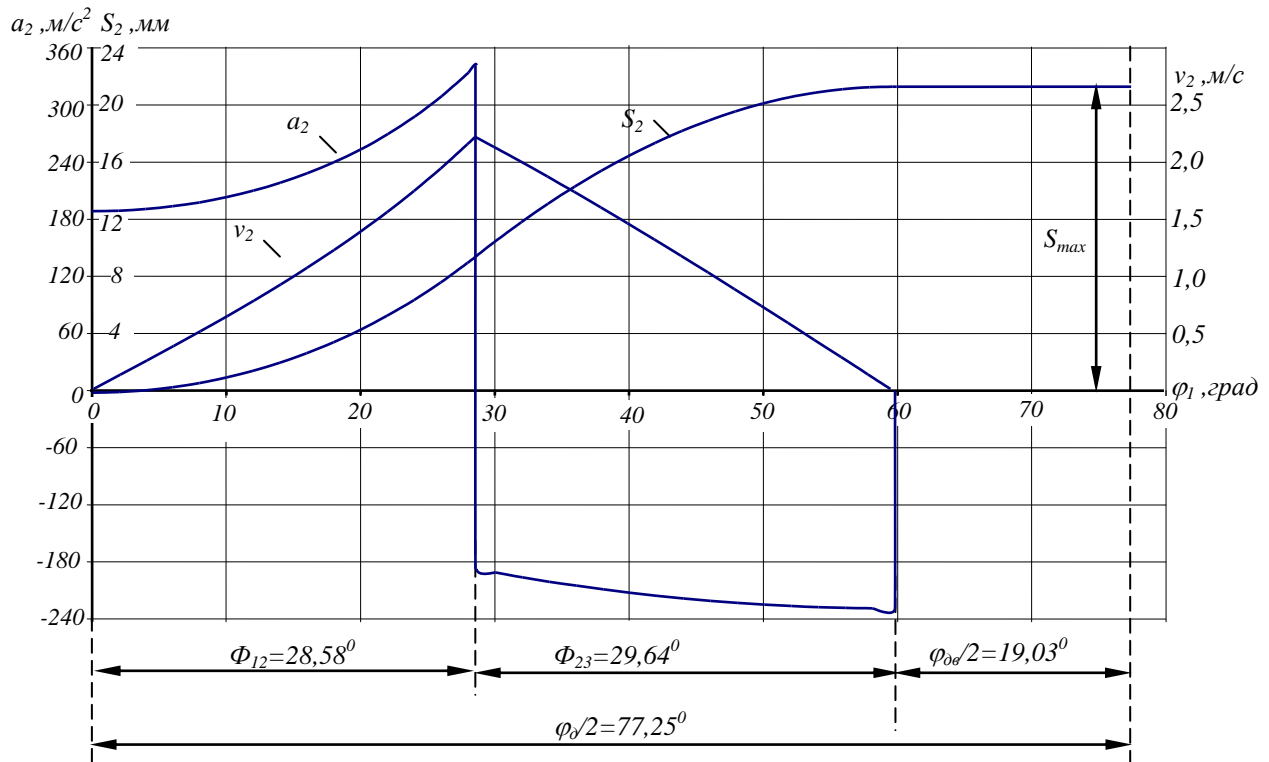


Рис. 5.38. Кінематичні характеристики поступального роликвого штовхача кулачкового механізму газорозподілу тепловозного дизеля типу Д80 з тангенціальним кулачком

5.3.8. Сучасні підходи до проектування кулачкових механізмів

Проектування КМ, які функціонують у складі сучасних машин як механізми керування відповідними виконавчими ланками, є складним науково-технічним завданням. Результати його вирішення визначають якість робочих процесів, а також надійність і довговічність технічного засобу в цілому. Нижче на прикладі механізмів газорозподілу сучасних транспортних дизелів наведено послідовність синтезу КМ привода клапанів:

1. Розробляється кінематична схема КМ газорозподілу (див. рис. 5.29, 5.30). За характеристиками двигуна встановлюється максимальна кутова швидкість обертання кулачка ω_{1max} , яка буде ураховуватися в подальших дослідженнях.

2. Для розробленої кінематичної схеми КМ визначаються геометричні параметри КМ: наприклад, ширина кулачка b ,

довжина штанги штовхача l (рис. 5.29, *a*); діаметр плоского штовхача D (рис. 5.30, *a*); радіус коромисла r_k , відстань між осями обертання кулачка і коромисла a (рис. 5.30, *б*).

3. Призначається максимальне переміщення штовхача S_{2max} (або максимальний кут повороту коромисла δ_{2max}), що відповідає потрібному максимальному ходу клапану $H_{кл.мах}$.

4. З урахуванням заданих фаз газорозподілу двигуна визначається кут дії кулачка φ_δ .

5. Визначається радіус початкового кола робочого профілю кулачка r_0 . Для механізмів, схеми яких наведені на рис. 5.29, *a, б* і 5.30, *б*, радіус ролика ρ розраховується за співвідношенням (5.71).

6. Формується комплекс умов і обмежень на проектування, які ураховують вимоги до якості газообмінних процесів у циліндрах, протікання динамічних процесів і механічної напруженості в приводі клапанів, а також технологічності ланок КМ.

7. З урахуванням особливостей конструкції кулачкового механізму газорозподілу і його швидкохідності (величини ω_{1max}) із науково-технічних джерел вибирається вид комплексної (безударної) кривої зміни прискорень штовхача.

8. Виконується комплексне дослідження з раціонального визначення основних параметрів кривої прискорень штовхача при забезпеченні всіх умов на проектування КМ за п. 5.

9. З використанням відповідного математичного описання розраховуються кінематичні характеристики штовхача – для заданого кроку $\Delta\varphi_1$ визначаються поточні значення переміщень, швидкостей та прискорень штовхача при обертанні кулачка на кут дії φ_δ .

10. За результатами розрахунків кінематики штовхача виконуються дослідження з контролю забезпечення вимог на проектування КМ за п. 5 при обертанні кулачка з кутовою швидкістю ω_{1max} .

11. З використанням відомих математичних залежностей розраховуються координати робочого профілів кулачків, які є основою для їх виготовлення.

В якості прикладу практичної реалізації сучасних підходів до синтезу кулачкових механізмів газорозподілу транспортних двигунів нижче наведено описання етапів процесу проектування КМ привода випускного клапана вітчизняного високооборотного дизеля типу 4ДТНА1.

Розроблена кінематична схема такого КМ з плоским штовхачем зображена на рис. 5.30, *a* (п. 1 послідовності синтезу КМ). Основні параметри КМ, а також вимоги на його проектування (п.п. 2...6 послідовності здійснення синтезу КМ) наведені в табл. 5.1.

Для проведення подальших досліджень за п. 7 використовувалась запропонована на кафедрі «Механіка і проектування машин» УкрДАЗТ нова комплексна безударна крива зміни прискорень штовхача a_2 залежно від кута повороту кулачка φ_1 (рис. 5.39).

КМ з новим патентозахищеним робочим профілем кулачка привода клапанів високооборотних транспортних дизелів, який відповідає зображеній на рис. 5.39 кривій, показаний на рис. 5.40. Такий профіль утворено дугою початкового кола $a - a'$ радіуса r_0 , яка з'єднується двома профільними координатними кривими $a - b - c - d - e$ та $a' - b' - c' - d' - e$, що, наприклад, можуть бути симетричними, і в які входять дві ділянки компенсації теплового зазору $a - b$ і $a' - b'$.

Таблиця 5.1

Основні параметри КМ привода впускного клапана дизеля типу 4ДТНА1 і вимоги на його проектування

№№	Найменування параметра КМ, відповідної вимоги до проектування	Позначення	Розмірність	Величина
1	2	3	4	5
1	Максимальна кутова швидкість обертання кулачка	ω_{1max}	рад/с	219,91
2	Ширина кулачка	b	мм	13

Продовження табл. 5.1

1	2	3	4	5
3	Діаметр плоского штовхача	D	<i>мм</i>	33
4	Максимальне переміщення штовхача	S_{2max}	<i>мм</i>	8,8
5	Величина теплового зазору	S_0	<i>мм</i>	0,2
6	Кут дії кулачка (без урахування довжини ділянки вибирання теплового зазору ϕ_{S_0})	ϕ_0	<i>градус</i>	128
7	Радіус початкового кола кулачка	r_0	<i>мм</i>	16
8	Мінімальний допустимий радіус кривизни профілю кулачка	$[r_{кр\ min}]$	<i>мм</i>	3
9	Максимальне допустиме значення швидкості штовхача (з урахуванням гарантованого забезпечення ширини лінії контакту плоского штовхача з профілем кулачка $b = 13\ \text{мм}$)	$[V_{max}]$	<i>м/с</i>	3,33
10	Мінімальний допустимий коефіцієнт запасу клапанних пружин за силами інерції	$[\kappa_{3min}]$	-	1,7

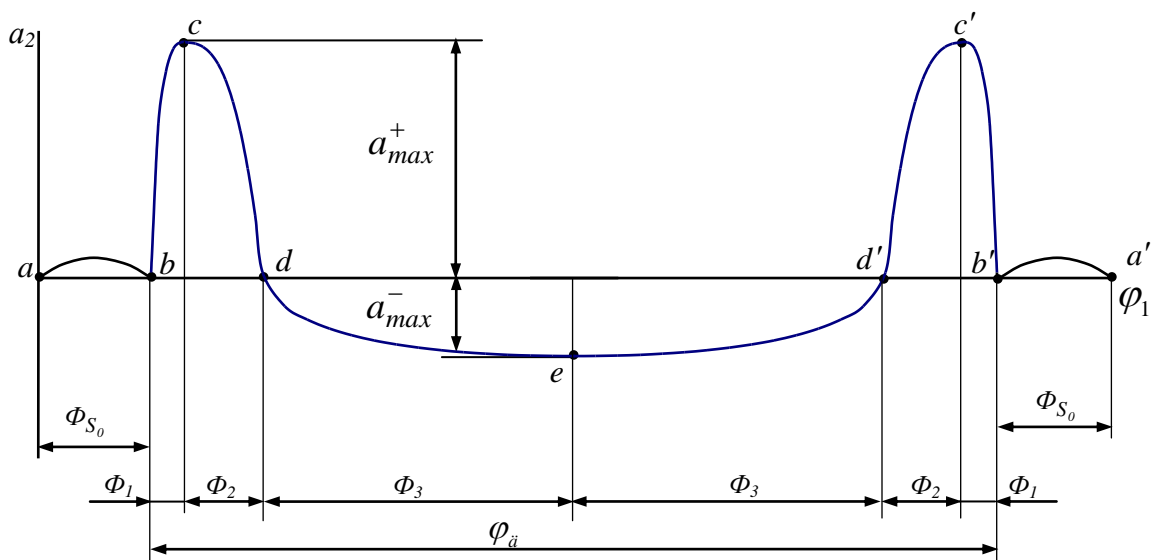


Рис. 5.39. Комплексна безударна крива зміни прискорень штовхача КМ привода клапанів високооборотних транспортних дизелів

Профільна поверхня підйому $a-b-c-d-e$ на першій ділянці $a-b-c-d$ ($a_i > 0$) визначається кривою прискорень штовхача (рис. 5.39), яка складається з півхвилі синусоїди $a-b$ та кривих степеневих функцій $b-c$ ступеня n_1 і $c-d$ ступеня n_2 , що сполучаються в точках b і c , і мають нульові ординати в точках a , b і d , а в точці c прискорення штовхача досягають максимального значення a_{max}^+ , яке контролюється за умови забезпечення контактної міцності в парі кулачок 1-штовхач 2, а на другій ділянці $d-e$ ($a_i < 0$) визначається кривою прискорень штовхача, яка відповідає степеневій функції ступеня n_3 і характеризується нульовою ординатою в точці d і максимальним прискоренням a_{max}^- в точці e , величина якого контролюється за умови забезпечення потрібного коефіцієнта запасу клапанних пружин за силами інерції. Також у точці e контролюється забезпечення максимального заданого підйому штовхача S_{max} і нульового значення швидкості штовхача. При заданих величинах максимального підйому штовхача S_{max} , теплового зазору S_0 , кутових довжин відрізків Φ_{S_0} і φ_0 (табл. 5.1), основними параметрами комплексної кривої штовхача (рис. 5.39) є: кутові протяжності ділянок Φ_1 , Φ_2 , Φ_3 і показники ступеня степеневих функцій n_1 , n_2 і n_3 .

$$S_{2i} = \frac{S_0}{\Phi_{S_0}} \left[\varphi_{1i} - \sin \left(\frac{\pi}{\Phi_{S_0}} \varphi_{1i} \right) \right]. \quad (5.89)$$

Ділянка *b-c*: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_1$

$$a_{2qi} = A_1 \cdot \varphi_{1i}^{n_1} + B_1 \cdot \varphi_{1i}; \quad (5.90)$$

$$v_{2qi} = \frac{A_1}{(n_1 + 1)} \cdot \varphi_{1i}^{n_1+1} + 0,5 \cdot B_1 \cdot \varphi_{1i}^2 + v_{2q}^{ab}; \quad (5.91)$$

$$S_{2i} = \frac{A_1}{(n_1 + 1) \cdot (n_1 + 2)} \varphi_{1i}^{n_1+2} + \frac{B_1}{6} \cdot \varphi_{1i}^3 + v_{2q}^{ab} \cdot \varphi_{1i} + S_0. \quad (5.92)$$

Ділянка *c-d*: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_2$

$$a_{2qi} = A_2 \varphi_{1i}^{n_2} + C_2; \quad (5.93)$$

$$v_{2qi} = \frac{A_2}{(n_2 + 1)} \varphi_{1i}^{n_2+1} + C_2 \cdot \varphi_{1i} + v_{2q}^{bc}; \quad (5.94)$$

$$S_{2i} = \frac{A_2}{(n_2 + 1) \cdot (n_2 + 2)} \varphi_{1i}^{n_2+2} + \frac{C_2}{2} \varphi_{1i}^2 + v_{2q}^{bc} \cdot \varphi_{1i} + S_2^{bc}. \quad (5.95)$$

Ділянка *d-e*: $0 \leq \varphi_i \leq \Phi_3$

$$a_{2qi} = A_3 \varphi_{1i}^{n_3} + B_3 \cdot \varphi_{1i}; \quad (5.96)$$

$$v_{2qi} = \frac{A_3}{(n_3 + 1)} \varphi_{1i}^{n_3+1} + \frac{B_3}{2} \varphi_{1i}^2 + v_{2q}^{cd}; \quad (5.97)$$

$$S_{2i} = \frac{A_3}{(n_3 + 1) \cdot (n_3 + 2)} \varphi_{1i}^{n_3+2} + \frac{B_3}{6} \varphi_{1i}^3 + v_{2q}^{cd} \cdot \varphi_{1i} + S_2^{cd}. \quad (5.98)$$

У наведених формулах постійні інтегрування S_0 , S_2^{bc} , S_2^{cd} , v_{2q}^{ab} , v_{2q}^{bc} , v_{2q}^{cd} визначаються за умов плавного сполучення ділянок

профілю кулачка, тобто рівняння підйомів S_2 штовхача, а також першої v_{2q} та другої a_{2q} похідної за кутом обертання кулачка в точках сполучення окремих кривих на ділянках.

Зв'язок між поточними величинами аналогів прискорень a_{2qi} і дійсними значеннями прискорень штовхача a_{2i} , а також поточними величинами аналогів швидкостей v_{2qi} і дійсними значеннями швидкостей штовхача v_{2i} визначається формулами

$$a_i = a_{qi} \cdot \omega_1^2; v_i = v_{qi} \cdot \omega_1.$$

Проведені відповідно до п. 8 дослідження дозволили визначити параметри комплексної кривої прискорень штовхача, при яких виконуються усі вимоги на проектування КМ, що сформовані на етапах 2...6: $\Phi_1=7^0$, $\Phi_2=12^0$, $\Phi_3=45^0$, і показників ступеня степеневих функцій $n_1=0,8$, $n_2=0,4$ і $n_3=0,6$. Кінематичні характеристики випускного клапана (п. 9) дизеля типу 4 ДТНА1 при обертанні нового газорозподільного кулачка з кутовою швидкістю ω_{1max} наведені на рис. 5.41. Їх аналіз засвідчив виконання умов на проектування, що подані в табл. 5.1 (п. 10).

Форма профілю запропонованого кулачка 1 привода клапанів (рис. 5.40) при контактуванні з плоским штовхачем 2 визначається поточними значеннями полярних координат точок дотикання k_i – радіус-вектора r_i і полярного кута ψ_i , величини яких залежать від потрібних за певних умов на проектування поточних значень кінематичних характеристик штовхача S_{2i}, v_{2qi}, a_{2qi} і визначаються за формулами

$$r_i = \sqrt{S_{2i}^2 + v_{2qi}^2}; \quad (5.99)$$

$$\psi_i = \varphi_{1i} + \arctg(v_{2qi} / S_{2i}). \quad (5.100)$$

Визначені з потрібним заданим кроком $\Delta\varphi_1$ поточні величини координат робочого профілю нового кулачка r_i і ψ_i (п. 11) використовуються в технологічній підготовці для розрахунків траєкторій різального інструменту.

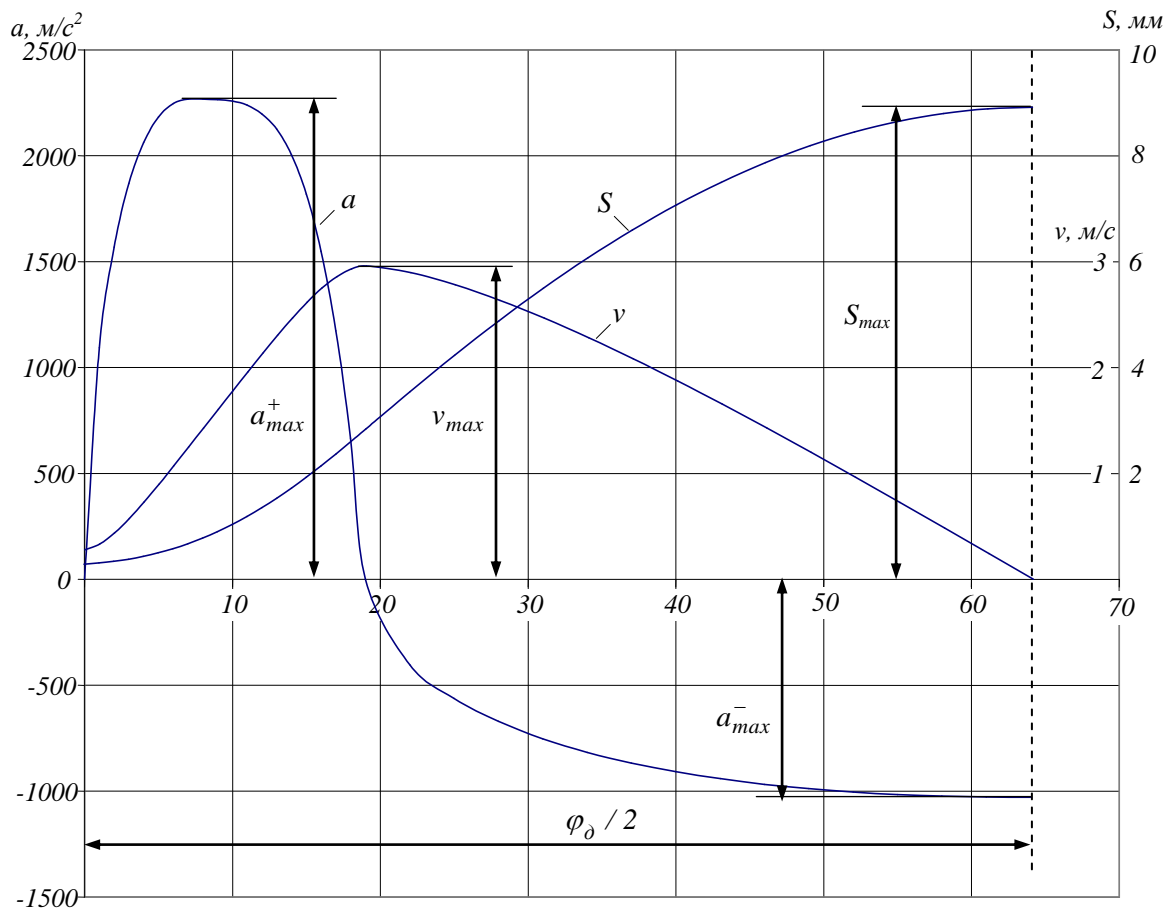


Рис. 5.41. Кінематичні характеристики випускного клапана дизеля типу 4 ДТНА1 з новим газорозподільним кулачком

6. ПРИКЛАДИ ТЕСТОВИХ ЗАВДАНЬ ДЛЯ КОНТРОЛЮ ТА САМОКОНТРОЛЮ ЗНАНЬ З ДИСЦИПЛІНИ «ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

При вивченні дисципліни ТММ значна роль відводиться системі тестового контролю та самоконтролю знань студентів. Слід зазначити, що використання ЕОМ дає можливість суттєво підвищити оперативність, незалежність і об'єктивність оцінок за окремими тематичними і змістовними модулями теоретичного курсу, а студентам також у процесі самоконтролю засвоєння відповідних матеріалів використовувати тестові програми, розроблені на кафедрі «Механіка і проектування машин».

Нижче наведено назви програм з кафедрального банку програмного забезпечення, які використовуються для модульного (МК) та семестрового (СК) контролів знань за відповідними змістовними (ЗМ) і тематичними (ТМ) модулями дисципліни ТММ:

- МК1 “ТММ - 1” за 1 ЗМ, 1...3 ТМ;
- МК2 “ТММ - 2” за 2 ЗМ, 4, 5 ТМ;
- МК3 “ТММ - 3” за 3 ЗМ, 6...8 ТМ;
- СК “ТММ – СК”.

Кожна з програм для модульного контролю передбачає автоматичне (за допомогою генератора випадкових чисел) формування для студента тестового завдання (6 тестових питань) із відповідного банку тестових питань (містить 50...60 тестових питань), контроль витраченого на тестування часу, машинну видачу та оцінку результатів тестування. У програмах для семестрового контролю знань тестові завдання формуються аналогічно і містять 12 питань.

Розроблені в достатній кількості магнітні носії, що містять банки програм для модульних і семестрових контролів, зберігаються та видаються студентам на кафедрі “Механіка і проектування машин” і орієнтовані на сучасну комп'ютерну техніку.

У розділі в достатній кількості подані фрагменти банків тестових питань у прив'язці до наведеної модульної структури теоретичного курсу дисципліни ТММ. Використання даного матеріалу доцільне для самоконтролю засвоєння теоретичного

курсу, а також підготовки до складання відповідного модульного (семестрового) контролю, яка проводиться студентами за допомогою конспектів лекційних занять і рекомендованих підручників.

Тематичний модуль 1: «Основи побудови механізмів»

Питання: Пристрій, що виконує механічний рух для перетворення енергії матеріалів, інформації з метою полегшення фізичної та розумової праці людини, підвищення її продуктивності, називається...

1. Машиною
2. Механізмом
3. Деталлю

Питання: Система фізичних тіл, призначена для перетворення підведеного руху одних тіл у потрібний рух інших, називається...

1. Машиною
2. Механізмом
3. Деталлю

Питання: Яке перетворення енергії відбувається в дизель-генераторі?

1. Теплової в механічну
2. Механічної в теплову
3. Теплової в електричну

Питання: Тверді тіла, що входять до механізму і рухомо з'єднуються між собою, називаються....

1. Деталлями
2. Ланками
3. Елементами

Питання: Рухоме з'єднання двох дотичних ланок називається ...

1. Кінематичним з'єднанням
2. Механізмом
3. Кінематичною парою

Питання: Поверхня, лінія або точка, за якими контактують ланки в кінематичній парі, називаються....

1. Елементом кінематичної пари
2. Фрагментом кінематичної пари
3. Характеристикою кінематичної пари

Питання: Матриця рухомості $H = /f_x, f_y, 0, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z /$, де f_i , φ_i – функція переміщення і функція обертання відносно відповідних осей, записана для кінематичної пари

1. 1-го класу
2. 3-го класу
3. 5-го класу

Питання: Матриця рухомості $H = /0, 0, 0, \varphi_X, 0, 0 /$, де φ_X – функція обертання навколо осі X, записана для кінематичної пари

1. 1-го класу
2. 3-го класу
3. 5-го класу

Питання: Виділіть формулу Чебишева для визначення ступеня рухомості W плоского механізму, який має n рухомих ланок p_5, p_4 кінематичних пар 5-го і 4-го класу....

1. $W=3n - 2p_5 - p_4$
2. $W=3n + 2p_5 + p_4$
3. $W=2n - 3p_5 - p_4$

Питання: Виділіть формулу Малишева для визначення ступеня рухомості W просторового механізму, який має n рухомих ланок p_i кінематичних пар i -го класу....

1. $W=3n - 2p_5 - p_4$
2. $W=6n + 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + p_1$
3. $W=6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$

Питання: Кінематичною парою є....

1. Дві деталі, з'єднані різьбою (гайка-гвинт)
2. Дві деталі, з'єднані зварюванням
3. Дві деталі, з'єднані пайкою

Питання: Механізми без надлишкових зв'язків називаються ...

1. Важільними
2. Раціональними
3. Спеціальними

Питання: Наявність у механізмах надлишкових зв'язків визначає....

1. Збільшення сил тертя в кінематичних парах
2. Зменшення сил тертя в кінематичних парах
3. Гарантоване забезпечення заданих законів руху ланок

Питання: При визначенні надлишкових зв'язків q за формулою Малишева-Решетова $q = W - 6 \cdot n + \sum_{i=1}^5 i \cdot p_i$ ступінь рухомості механізму W приймається такою, що дорівнює....

1. Загальній кількості ланок
2. Кількості рухомих ланок
3. Сумарній кількості початкових ланок і місцевих рухомостей

Тематичний модуль 2: «Сучасні методи розрахунку кінематичних параметрів руху механізмів»

Питання: Кінематичний аналіз механізму починається ...

1. З найближчої до початкової ланки структурної групи
2. З найдалшої від початкової ланки структурної групи
3. З будь-якої структурної групи

Питання: Метою кінематичного аналізу є..

1. Визначення навантажень на ланки механізму
2. Визначення навантажень на кінематичні пари
3. визначення траєкторій руху, швидкостей та прискорень ланок і окремих точок механізму

Питання: До переваг графічних методів кінематичного аналізу слід віднести...

1. Високу точність одержаних результатів
2. Простоту та наочність самих методів
3. Можливість теоретичного дослідження будь-якого механізму

Питання: До недоліків графічних методів кінематичного аналізу слід віднести...

1. Низьку точність одержаних результатів
2. Неможливість застосування ЕОМ для реалізації самих методів
3. Простоту самих методів

Питання: Ланка, до якої приписується узагальнена координата, називається...

1. Початковою
2. Вхідною
3. Вихідною

Питання: Перевагою аналітичних методів кінематичного дослідження є...

1. Простота та наочність
2. Висока точність отримуваних результатів
3. Простота виведення залежностей для розрахунків кінематики складних механізмів

Питання: Недоліком аналітичних методів кінематичного дослідження є...

1. Простота та наочність
2. Низька точність отримуваних результатів
3. Труднощі у виведенні залежностей для розрахунків кінематики складних механізмів

Питання: Розмірністю аналогу швидкості V_q є...

1. км/год
2. м/с
3. м/рад

Питання: Розмірністю аналогу прискорень a_q є....

1. м/рад²
2. м/с²
3. км/год²

Питання: Зв'язок між лінійним прискоренням вихідної ланки a , аналогом цього прискорення a_q і постійною кутовою швидкістю початкової ланки $\omega = const$ визначається за формулою....

1. $a = a_q/\omega$
2. $a = a_q \cdot \omega$
3. $a = a_q \cdot \omega^2$

Питання: Зв'язок між лінійною швидкістю вихідної ланки V , аналогом цієї швидкості V_q і кутовою швидкістю початкової ланки ω визначається за формулою.....

1. $V = V_q \cdot \omega^2$
2. $V = V_q \cdot \omega$
3. $V = V_q/\omega$

Питання: Який метод можливо застосовувати для аналітичного кінематичного аналізу кривошипно-повзунного механізму....

1. Проекцій векторного контуру на осі координат
2. Метод замінних механізмів
3. Метод оборотності руху.

Питання: Аналог швидкості V_q є...

1. Першою похідною переміщення S за часом $t - dS/dt$
2. Першою похідною переміщення S за узагальненою координатою $\varphi - dS/d\varphi$
3. Другою похідною переміщення S за узагальненою координатою $\varphi - d^2 S/d\varphi^2$

Питання: Аналог прискорення a_q є...

1. Першою похідною швидкості V за часом $t - dV/dt$
2. Першою похідною переміщення S за узагальненою координатою $\varphi - dS/d\varphi$

3. Другою похідною переміщення S за узагальненою координатою $\varphi - d^2 S/d\varphi^2$

Тематичний модуль 3: “Механізми для передачі безперервного обертального руху”

Питання: Передаточне відношення i_{1-2} зубчатої передачі, шестірня та колесо якого обертаються з кутовими швидкостями відповідно ω_1 і ω_2 , визначається як ...

1. $i_{1-2} = \pm \omega_1/\omega_2$ 2. $i_{1-2} = \pm \omega_2/\omega_1$ 3. $i_{1-2} = \pm \omega_2 \cdot \omega_1$

Питання: Які кола зубчатих коліс контактують у полюсі зачеплення...

1. Основні 2. Початкові 3. Вершин

Питання: Осі обертання конічних зубчатих коліс у просторі...

1. Перетинаються 2. Перехрещуються 3. Паралельні

Питання: У зубчатому зачепленні полюс зачеплення P розділяє міжосьову відстань O_1O_2 ...

1. $PO_1/PO_2 = \omega_1/\omega_2$ 2. $PO_1/PO_2 = \omega_2/\omega_1$ 3. $PO_1/PO_2 = 1$

Питання: Осі обертання ланок черв'ячних передач у просторі...

1. Перетинаються 2. Перехрещуються 3. Паралельні

Питання: Осі обертання зубчатих коліс у циліндричних зубчатих передачах у просторі...

1. Перетинаються 2. Перехрещуються 3. Паралельні

Питання: При великому передаточному відношенні найменшими загальними габаритами буде характеризуватися.....

1. Черв'ячна передача 2. Циліндрична передача 3. Конічна передача

Питання: Найменшим механічним ККД відрізняється

1. Циліндрична передача 2. Черв'ячна передача 3. Конічна передача

Питання: З якого кола починається евольвента зуба зубчатого колеса

1. Ділильної
2. Основної
3. Початкової

Питання: В основу проектування зубчатих передач із сталим передаточним відношенням закладено....

1. Теорему Вілліса
2. Принцип Даламбера
3. Теорему Жуковського

Питання: Передаточні властивості простих зубчатих передач характеризуються...

1. Числом зубців шестерні
2. Числом зубців колеса
3. Передаточним відношенням

Питання: Наявність якої сили в зачепленні косозубої передачі визначає ускладнення конструкції опор валів...

1. Колової
2. Осьової
3. Радіальної

Питання: Найбільшу навантажувальну спроможність з поданих має...

1. Прямозуба передача
2. Косозуба передача
3. Шевронна передача

Питання: У зубчатої передачі зовнішнього зачеплення передаточне відношення i_{1-2} ...

1. Додатне
2. Від'ємне
3. Знаку не має

Питання: У зубчатої передачі внутрішнього зачеплення передаточне відношення i_{1-2} ...

1. Додатне
2. Від'ємне
3. Знаку не має

Питання: Модуль m зубців зубчатого колеса, яке має ділильний крок p , за стандартом визначається за формулою.....

1. $m = p/\pi$
2. $m = \pi/p$
3. $m = \pi \cdot p$

Питання: Модуль зубців m має розмірність ...

1. Н
2. мм
3. Розмірності не має

Питання: Коефіцієнт висоти голівки зубців h_a^* дорівнює ...

1. 1,0
2. 1,25
3. 0,25

Питання: Коефіцієнт радіального зазору c_0^* дорівнює...

1. 1,0
2. 1,25
3. 0,25

Питання: Ділильний діаметр d зубчатого колеса (модуль – m , кількість зубців – z) визначається за формулою.....

1. $d = m \cdot z$
2. $d = m \cdot (z - 2,5)$
3. $d = m \cdot (z + 2)$

Питання: Траєкторія точки контакту евольвент, не обмежених колами вершин (з моменту початку в контакту в т. N_1 до моменту його закінчення в т. N_2), називається

1. Активною лінією зачеплення
2. Теоретичною лінією зачеплення
3. Початковою дугою зачеплення

Питання: Траєкторія точки контакту активних профілів зубців (з моменту початку контакту в т. B_1 до моменту його закінчення в т. B_2), називається

1. Активною лінією зачеплення
2. Теоретичною лінією зачеплення
3. Початковою дугою зачеплення

Питання: Кут, на який обертаються зубчаті колеса за період зачеплення пари зубців, називається ..

1. Кутом зачеплення
2. Кутовим кроком зубчатого колеса
3. Кутом перекриття

Питання: Показник якості, величина якого характеризує плавність і безперервність зачеплення в зубчатій передачі, називається...

1. Коефіцієнтом перекриття ε
2. Коефіцієнтом форми зуба
3. Коефіцієнтом питомих ковзань

Питання: Неприйнятною для проектованої зубчатої передачі є величина коефіцієнта перекриття ε ...

1. $\varepsilon = 2,5$
2. $\varepsilon = 1,5$
3. $\varepsilon = 0,5$

Питання: Відносну інтенсивність зношення активних профілів зубців зубчатих коліс оцінюють, порівнюючи...

1. Коефіцієнти питомих ковзань
2. Коефіцієнти форми зубців
3. Коефіцієнти перекриття

Питання: Коефіцієнти питомих ковзань дорівнюють 0 ...

1. У момент початку зачеплення (т. B_1)
2. У полюсі зачеплення (т. P)
3. У момент закінчення зачеплення (т. B_2)

Питання: До методів виготовлення зубчатих коліс не належить...

1. Метод копіювання
2. Метод суперфінішу
3. Метод обкочування

Питання: Для виготовлення зубчатих коліс методом копіювання застосовуються ...

1. Довбачі
2. Зубонарізні рейки
3. Модульні фрези

Питання: Для виготовлення зубчатих коліс методом обкочування застосовуються.....

1. Довбачі
2. Дискові модульні фрези
3. Торцеві модульні фрези

Питання: Без підрізання інструментальною рейкою можна виготовити зубчате колесо з мінімальним числом зубців

1. $z_{min} = 17$
2. $z_{min} = 13$
3. $z_{min} = 11$

Питання: Для уникнення підрізання зубців при виготовленні зубчатих коліс

1. Застосовуються довбачі зменшених діаметрів
2. Застосовується зміщення зубонарізного інструменту від центра заготовки на певну величину
3. Застосовуються модульні фрези зменшених діаметрів

Питання: Від'ємні зубчаті колеса виготовляються при зміщенні зубонарізного інструменту....

1. До осі заготовки
2. Від осі заготовки
3. Без зміщення

Питання: Додатні зубчаті колеса виготовляються при зміщенні зубонарізного інструменту

1. До осі заготовки
2. Від осі заготовки
3. Без зміщення

Питання: Додатні зубчаті передачі характеризуються кутом зачеплення...

1. $\alpha_w = 20^\circ$
2. $\alpha_w > 20^\circ$
3. $\alpha_w < 20^\circ$

Питання: Від’ємні зубчаті передачі характеризуються кутом зачеплення...

1. $\alpha_w = 20^\circ$
2. $\alpha_w > 20^\circ$
3. $\alpha_w < 20^\circ$

Питання: Рівнозміщені зубчаті передачі характеризуються кутом зачеплення...

1. $\alpha_w = 20^\circ$
2. $\alpha_w > 20^\circ$
3. $\alpha_w < 20^\circ$

Тематичний модуль 4: “Багатоланкові зубчаті механізми. Механізми машин-автоматів. Кулачкові механізми”

Питання: Для редукторів співвідношенням між кутовою швидкістю вхідного ω_1 і вихідного ω_n валів є...

1. $\omega_1 < \omega_n$
2. $\omega_1 > \omega_n$
3. $\omega_1 \ll \omega_n$

Питання: Для мультиплікаторів співвідношенням між кутовою швидкістю вхідного $\omega_{ВХІД}$ і вихідного $\omega_{ВИХІД}$ валів є...

1. $\omega_1 < \omega_n$
2. $\omega_1 > \omega_n$
3. $\omega_1 \ll \omega_n$

Питання: До багатоланкових зубчатих механізмів з рухомими осями обертання деяких зубчатих коліс належать...

1. Черв’ячні механізми
2. Гипоїдні механізми
3. Диференціальні механізми

Питання: Величина загального передаточного відношення i_{1n} багатоланкового зубчатого механізму визначається за формулою ...

1. $i_{1-n} = i_{1-2} + i_{2-3} + i_{3-4} + \dots + i_{(n-1)-n}$
2. $i_{1-n} = i_{1-2} / i_{2-3} / i_{3-4} / \dots / i_{(n-1)-n}$
3. $i_{1-j} = i_{1-2} \cdot i_{2-3} \cdot i_{3-4} \cdot \dots \cdot i_{(n-1)-n}$

Питання: Знак загального передаточного відношення i_{1n} багатоланкового зубчатого механізму (з k ступенями зовнішнього зачеплення) визначається за формулою...

1. $(-1)^k$
2. $(-1)^{k+1}$
3. $(-1)^{k+3}$

Питання: Величина загального передаточного відношення i_{In} ступінчатого багатоланкового зубчатого механізму з кількістю зубів $z_{вхід}$ та $z_{вихідн}$ відповідно вхідної і вихідної ланки визначається за формулою...

$$1. i_{In} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_6}{z_5} \cdot \dots \cdot \frac{z_n}{z_{n-1}}$$

$$2. i_{In} = \frac{z_2}{z_1} + \frac{z_4}{z_3} + \frac{z_6}{z_5} + \dots + \frac{z_n}{z_{n-1}}$$

$$3. i_{In} = \frac{z_2}{z_1} - \frac{z_4}{z_3} - \frac{z_6}{z_5} - \dots - \frac{z_n}{z_{n-1}}$$

Питання: Величина загального передаточного відношення i_{In} рядового багатоланкового зубчатого механізму визначається за формулою.....

$$1. i_{In} = \frac{z_n}{z_1} \quad 2. i_{In} = \frac{z_1}{z_n} \quad 3. i_{In} = z_1 \cdot z_n$$

Питання: Виконавчою ланкою в кулачковому механізмі є.....

1. Штовхач
2. Кулачок
3. Пружина

Питання: У кулачкових механізмах сучасних енергетичних машин постійний контакт штовхача з профільною поверхнею кулачка забезпечується

1. Важким штовхачем
2. Профільним пазом у диску кулачка
3. Пружиною

Питання: У кулачковому механізмі з роликівим штовхачем кут між нормаллю $n-n$, яка проведена до робочого (або теоретичного) профілю кулачка, і вектором лінійної швидкості штовхача називається...

1. Кутом наближення
2. Кутом віддалення
3. Кутом тиску

Питання: Кут тиску в кулачковому механізмі з плоским штовхачем дорівнює...

1. 0^0
2. 30^0
3. 45^0

Питання: Допустимий максимальний кут тиску β_{max} в кулачковому механізмі з роликівим поступальним штовхачем дорівнює...

1. $\beta_{max} = 20^{\circ}$
2. $\beta_{max} = 30^{\circ}$
3. $\beta_{max} = 45^{\circ}$

Питання: Допустимий максимальний кут тиску β_{max} в кулачковому механізмі з роликівим коромисловим штовхачем дорівнює...

1. $\beta_{max} = 20^{\circ}$
2. $\beta_{max} = 30^{\circ}$
3. $\beta_{max} = 45^{\circ}$

Питання: Під «м'якими» ударами в кулачкових механізмах розуміють прояв на фазі руху штовхача миттєву зміну ...

1. Переміщень штовхача
2. Швидкостей штовхача
3. Прискорень штовхача

Питання: Під «жорстким» ударами в кулачкових механізмах розуміють прояв на фазі руху штовхача миттєву зміну ...

1. Переміщень штовхача
2. Швидкостей штовхача
3. Прискорень штовхача

Бібліографічний список

1. Фролов, К.В. Теория механизмов и машин [Текст] / К.В. Фролов. – М.: Высшая школа, 1987. – 496 с.
2. Левитский, Н.И. Теория механизмов и машин [Текст] / Н.И. Левитский. – М.: Наука, 1979. – 576 с.
3. Киницький, Я.Т. Теорія механізмів і машин [Текст] / Я.Т. Киницький. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
4. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин [Текст] / И.И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
5. Озол, О.Г. Теория механизмов и машин [Текст] / О.Г. Озол. – М.: Наука, 1984. – 432 с.
6. Кожевников, С.Н. Теория механизмов и машин [Текст] / С.Н. Кожевников. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с.
7. Заблонский, К.И. Теория механизмов и машин [Текст] / К.И. Заблонский, И.М. Белоконов, Б.М. Щекин. – К.: Вища школа, 1989. – 349 с.
8. Прикладная механика [Текст] / Под ред. К.И. Заблонского. – К.: Вища школа, 1979. – 280 с.
9. Зиновьев, В.А. Курс теории механизмов и машин [Текст] / В.А. Зиновьев. – М.: Наука, 1975. – 383 с.
10. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР [Текст]: навч. посібник / В.І. Мороз, О.В. Братченко, В.В. Ліньков. – Харків: Нове слово, 2003. – 194 с.
11. Мороз, В.І. Основи конструювання і САПР технічних засобів залізничного транспорту [Текст]: навч. посібник / В.І. Мороз, О.В. Братченко, К.В. Астахова. – Харків: УкрДАЗТ, 2010. – 136 с.

Предметний покажчик

- Активні профілі зубців 82
Аналог швидкості ланки 49
– прискорення ланки 50
Ассура принцип утворення механізмів 27
- Будови механізму формула 29
- Вілліса теорема 72
– формула 113
Водило 110
- Група структурна (Ассура) 25
– – , клас 27
– – , порядок 27
- Довбач зубонарізний 90
Дуга зачеплення початкова 83
- Евольвента кола 74
Ексцентриситет 118
Елемент кінематичної пари 17
- Загострення зуба 102
Зачеплення евольвентне 80
– – властивості 80, 82
Зачеплення верстатне 90
З'єднання кінематичне 21
Зуб колеса зубчатого 64
– – – , висота 79
– – – – , ділильна головка 79
– – – – , ділильна ніжка 79
- Інтерференція зубців 102
- Кінематична пара 17
– – , замикання геометричне 20
– – , замикання силове 20
– – , клас 17
– – , класифікація 17
Коефіцієнт висоти головки зуба 79
– зміщення 94
– зрівняльного зміщення 95
– перекриття 84
– перекриття торцевого 85
– питомих ковзань 86
– питомого тиску 87
– радіального зазору 79
Колесо зубчате 64
– від'ємне 91
– додатне 94
– нульове 94
– опорне 111
– планетарне (сателіт) 110
– центральне (сонячне) 111
– – , поверхня вершин 76
– – , поверхня западин 76
– – , тіло 76
Коло вершин 78
– ділильне 79
– западин 78
– основне 78
– початкове 78
Контур вихідний твірний 92
Контур вихідний теоретичний 92
Координата узагальнена 23
Коромисло 23
Крок початковий 74
– кутовий 80

- Кривошип 23
- Кулачок 114
- Кут ближнього вистою 122
 - віддалення 121
 - дальнього вистою 121
 - евольвентний 75
 - зачеплення 81
 - наближення 121
 - перекриття торцевого 83
 - профілю 75
 - тиску 123
- Ланка 16
 - вихідна 16
 - вхідна 16
 - з'єднувальна 16
 - нерухома 16
 - початкова 20
- Ланцюг кінематичний 20
- Лінія зачеплення теоретична 80
 - – активна 82
- Малишева формула 22
- Матриця рухомості 18
- Машина 14
- Машина-автомат 15
- Машинний агрегат 15
- Метод Зинов'єва 52
 - копіювання 89
 - оборотності руху 70, 111
 - обкатки 90
 - центроїд 70
- Механізм 15
 - багатоланковий зубчатий 108
 - диференціальний 111
 - замінний 29
 - кулачковий 31, 114
 - кулачковий газорозподілу 115
 - кривошипно-повзунний 32, 52
 - , період руху 46
 - планетарний 111
 - регулятора частоти обертів 55
 - раціональний (самовстановлюваний) 34
 - синусний 51
 - струмознімального пристрою 38
- Модуль зубців 79
- Мультиплікатор 108
- Нормаль загальна 71
- Передаточне відношення 64
- Передача зубчата 63
 - від'ємна 97
 - внутрішнім зачепленням 64, 67
 - гіперболоїдна 69
 - додатна 97
 - зовнішнім зачепленням 64
 - кінчна 68
 - нульова 97
 - рівнозміщена 97
- Підрізання зубців 100
- Повзун 26
- Профіль кулачка робочий 114
 - теоретичний (центровий) 117
- Редуктор 108
- Рейка інструментальна 91

Спряжені поверхні	63	Фази руху штовхача	120
– профілі	74	Фреза модульна	89
Схема механізму кінематична	21	– черв'ячна	91
Чебишева формула	23	Шатун	23
Число ступенів рухомості механізму	24	Шестерня	64
– зубців	74	Штовхач	114