

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ,
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ТРАНСПОРТУ

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних та курсових робіт для студентів денної та заочної форм навчання освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» спеціальностей:

*131 Прикладна механіка; 187 Деревообробні та меблеві технології;
274 Автомобільний транспорт; 133 Галузеве машинобудування*

Обговорено і рекомендовано
на засіданні кафедри ЗВ та АПБК
Протокол № 12 від 01.06.2020 р.

Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки до виконання розрахунково-графічних та курсових робіт для студентів денної та заочної форм навчання освітньо-кваліфікаційного рівня «бакалавр» спеціальностей: 131 Прикладна механіка; 187 Деревообробні та меблеві технології; 274 Автомобільний транспорт; 133 Галузеве машинобудування / Укл. Кайдаш М.Д., Ющенко С.М. – Чернігів: ЧНТУ, 2020. – 47 с.

Укладачі: Кайдаш Михайло Дмитрович, кандидат технічних наук, професор кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій;
Ющенко Світлана Михайлівна, кандидат технічних наук, доцент кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій;

Відповідальний за випуск: Прибитько Ірина Олександрівна, кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій національного університету «Чернігівська політехніка».

Рецензент: Пилипенко Олег Іванович, доктор технічних наук, професор кафедри зварювального виробництва та автоматизованого проектування будівельних конструкцій національного університету «Чернігівська політехніка».

ЗМІСТ

Вступ	4
Зміст і обсяг розрахунково-графічної роботи	5
Правила оформлення розрахунково-графічної роботи	5
Критерії оцінки якості виконання контрольної роботи	8
РОЗДІЛ 1. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ	9
1.1 Структурний аналіз механізму	9
1.2 Побудова плану положень механізму	9
1.3 Побудова плану швидкостей	11
1.4 Побудова плану прискорень	14
РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ	17
РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ	24
3.1. Розрахунок геометричних параметрів зубчастої передачі з рівнозміщеним евольвентним зачепленням	24
3.2. Порядок побудови евольвентного зубчастого зачеплення	28
3.3 Побудова діаграми коефіцієнтів питомого ковзання	35
ДОДАТОК 1	38
ДОДАТОК 2	39
ДОДАТОК 3	41
ДОДАТОК 4	42
ДОДАТОК 5	43
ДОДАТОК 6	45
ДОДАТОК 7	46

ВСТУП

Метою вивчення навчальної дисципліни “*Теорія механізмів і машин*” є формування у здобувача вищої освіти системи інженерних знань, необхідних для рішення комплексних професійно-технічних задач, що виникають в практичній діяльності фахівця. Навчальна дисципліна вивчає методи структурного, кінематичного та динамічного аналізу, які застосовуються при дослідженні та експлуатації різних видів механізмів і машин.

Успішне засвоєння дисципліни “*Теорія механізмів і машин*” дозволяє здобувачу вищої освіти (ЗВО) розширити коло застосування набутих знань та практичних навичок при вивченні інших навчальних дисциплін.

Робочими планами відповідних освітніх програм передбачено виконання індивідуальних завдань з дисципліни у вигляді розрахунково-графічної роботи (РГР), або курсової роботи (КР).

Дидактичними цілями виконання індивідуального завдання є: поглиблення, узагальнення і закріплення теоретичних основ курсу, а також формування навичок їх практичного застосування при вирішенні фахових завдань; вміння самостійно працювати з навчальною і науковою літературою, комп’ютерною технікою і лабораторним обладнанням. Виконання РГР (або КР) дає змогу здобувачам вищої освіти в більшій мірі засвоїти сутність кінематики та динаміки важільних механізмів, більш чітко розуміти і оцінювати особливості геометрії та якісних характеристик зубчастих передач. В процесі виконання розрахунково-графічної роботи студент повинен показати вміння застосовувати набуті знання при вивченні попередніх навчальних дисциплін, як вища математика та теоретична механіка, а також аналізувати отримані результати з точки зору їх практичного застосування.

Укладені методичні вказівки, насамперед, призначені для допомоги здобувачам вищої освіти при виконанні такого індивідуального завдання, як РГР. В методичних вказівках на конкретних прикладах надано докладні пояснення щодо виконання кожного розділу РГР, показано структуру роботи, наведено довідковий матеріал та список рекомендованої літератури. Разом з тим зміст методичних вказівок передбачає їх використання і при виконанні курсової роботи для спеціальності 187 Деревообробні та меблеві технології.

1. Зміст і обсяг розрахунково-графічної роботи

Розрахунково-графічна робота виконується студентом самостійно відповідно до отриманого варіанту, що видається викладачем індивідуально кожному ЗВО. Вихідні дані для виконання роботи наведено в Додатках 1 і 2.

Основними складовими розрахунково-графічної роботи є:

- 1) кінематичне дослідження важільного механізму;
- 2) динамічне дослідження важільного механізму (аналітичними або графічними методами);
- 3) розрахунок та геометричний синтез зубчастого евольвентного зачеплення.

У курсовій роботі, крім того, виконується ще один розділ – проектування кінематичної схеми планетарного редуктора.

Розрахунково-графічна робота оформлюється у вигляді пояснювальної записки на листах формату А4 загальним обсягом 20...25 аркушів рукописного або печатного тексту та креслень на 4-х листах формату А3.

Графічна частина може виконуватись з використанням прикладних комп'ютерних програм, таких як КОМПАС, AutoCAD тощо.

В кінці роботи наводиться перелік використаних літературних джерел.

Роботи виконані в електронному варіанті мають бути обов'язково розміщені на сайті університету в системі MOODLE.

Після виконання студентом розрахунково-графічної роботи проводиться її захист.

Розрахунково-графічна робота містить:

1. Титульний аркуш.
2. Зміст.
3. Вихідні дані до виконання розрахунково-графічної роботи.
4. Структурний аналіз механізму.
5. Кінематичне дослідження механізму.
6. Динамічне дослідження механізму.
7. Синтез евольвентного зубчастого зачеплення.
8. Список використаних джерел.

Зразок титульного аркушу наведено в Додатку 3.

Зміст подається на другій сторінці роботи. Він містить найменування та номери початкових сторінок усіх структурних частин розрахунково-графічної роботи, розділів, підрозділів та пунктів.

Вихідні дані до виконання розрахунково-графічної роботи наводяться на окремій (третьій) сторінці роботи. Тут має бути показано схему механізму і всі числові параметри відповідно до виданого варіанту.

2. Правила оформлення розрахунково-графічної роботи

Розрахунково-графічна робота оформляється відповідно до державного стандарту України «Документація. Звіти у сфері науки і техніки» (ДСТУ 3008:2015).

Текст роботи формується у текстовому редакторі «Microsoft Word » з використанням шрифтів Times New Roman через півтора інтервали, кегель 14.

Поля мають бути таких розмірів: ліве – не менше 20-25 мм, праве – не менше 10 мм, верхнє та нижнє – не менше 20 мм. Абзацний відступ – 1,25 мм.

Заголовки структурних частин «ЗМІСТ», «ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ», «ВСТУП», «ВИСНОВКИ», «ДОДАТКИ», «СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ («СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ»)» друкують без порядкового номера великими літерами напівжирним шрифтом симетрично до тексту (у центрі рядка).

Заголовки підрозділів друкують маленькими літерами (крім першої великої) з абзацного відступу. Крапку в кінці заголовка не ставлять. Відстань між заголовком (за винятком заголовка пункту або підпункту) та текстом повинна дорівнювати 3-4 інтервалам. Кожен розділ роботи треба починати з нової сторінки.

Нумерацію сторінок, розділів, підрозділів, пунктів, підпунктів, малюнків, таблиць, формул подають арабськими цифрами без знаку №.

Номер сторінки проставляють у правому верхньому куті без крапки.

Першою сторінкою роботи є титульний аркуш, але він не нумерується.

Номер розділу ставлять після слова «РОЗДІЛ» арабськими цифрами, після номера ставиться крапка. Наприклад: «РОЗДІЛ 1.». Після цього наводиться назва розділу.

Підрозділи нумерують у межах кожного розділу. Номер підрозділу складається з номера розділу і порядкового номера підрозділу, між якими ставлять крапку. В кінці номера підрозділу повинна стояти крапка. Наприклад, «2.3.» (третій підрозділ другого розділу). Потім у тому самому рядку йде заголовок підрозділу.

Пункти нумерують у межах кожного підрозділу. Номер пункту складається з порядкових номерів розділу, підрозділу, пункту, між якими ставлять крапку. В кінці номера повинна стояти крапка. Наприклад: «1.3.2.» (другий пункт третього підрозділу першого розділу). Потім у тому самому рядку йде заголовок пункту. Пункт може не мати заголовка.

Підпункти нумерують у межах кожного пункту за такими самими правилами, як пункти.

Ілюстрації позначають словом «Рис.» і нумерують послідовно в межах розділу, крім ілюстрацій, поданих у додатках.

Підпис під ілюстрацією має чотири основних елементи:

- найменування зображення, що позначається скороченим словом «Рис.»;
- порядковий номер ілюстрації, який вказується без знаку номера арабськими цифрами;
- тематичний заголовок ілюстрації, що містить текст з якомога стислою характеристикою зображеного;
- експлікацію, яка будується так: деталі сюжету позначають цифрами, які виносять у підпис і супроводжують текстом. Слід зазначити, що експлікація не замінює загального найменування сюжету, а лише пояснює його.
- **Таблиці нумерують** наскрізно арабськими цифрами (крім таблиць, поданих у додатках), або в межах розділу.

Кожна таблиця повинна мати назву. Слово “Таблиця” і назву починають з великої літери і розміщують над таблицею з абзацного відступу. Наприклад:

Таблиця 2.1 – Назва таблиці

--	--	--	--	--

Висота рядків повинна бути не менше, ніж 8 мм. Графу з порядковими номерами рядків до таблиці включати не треба.

Таблицю розміщують після першого посилання на неї в тексті так, щоб її можна було читати без повороту або з поворотом за годинниковою стрілкою.

Таблицю з великою кількістю рядків можна переносити на інший аркуш. У разі перенесення частини таблиці на інший аркуш слово «Таблиця», її номер і назву не повторюють (їх вказують один раз – над першою частиною таблиці), далі над іншими частинами справа пишуть слова «Продовж. табл.» і вказують тільки номер таблиці, наприклад: «Продовж. табл. 2».

Ілюстрації і таблиці, які розміщені на окремих сторінках роботи, включають до загальної нумерації сторінок.

Формули в розрахунково-графічній роботі нумерують у межах розділу. Номери формул пишуть біля правого поля аркуша на рівні відповідної формули в круглих дужках. Наприклад: (1). Невеликі і нескладні формули, що не мають самостійного значення, вписують всередині рядків тексту.

Пояснення значень символів і числових коефіцієнтів треба подавати безпосередньо під формулою в тій послідовності, в якій їх подано у формулі. Значення кожного символу і числового коефіцієнта треба подавати з нового рядка. Перший рядок пояснення починають зі слова «де» без двокрапки.

Рівняння та формули треба виділяти з тексту вільними рядками. Вище і нижче кожної формули треба залишити не менше одного вільного рядка. Якщо рівняння не вміщується в один рядок, то його слід перенести після знаку рівності (=) або після знаків плюс (+), мінус (–), множення (×) і ділення (:).

Нумерувати слід лише ті формули, на які є посилання в наступному тексті. Номер, який не вміщується в рядку з формулою, переноситься у наступний нижчий рядок. Номер формули при її перенесенні записують на рівні останнього рядка. Номер групи формул, розміщених на окремих рядках і об'єднаних фігурною дужкою (парантезом), ставлять справа від вістря парантеза, яке знаходиться в середині групи формул і спрямоване в бік номера.

Загальне правило пунктуації в тексті з формулами таке: формула входить до речення як його рівноправний елемент, тому розділові знаки між ними відповідають правилам пунктуації.

Двокрапку перед формулою ставлять лише тоді, коли:

- а) у тексті перед формулою є узагальнююче слово;
- б) цього вимагає побудова тексту, що передує формулі.

Між формулами, які слідують одна за одною і не відокремлені текстом, ставлять кому або крапку з комою безпосередньо за формулою.

Розділові знаки між формулами при парантезі ставлять всередині парантеза. Після таких громіздких математичних виразів, як визначники і матриці, можна розділові знаки не ставити

Посилання. Посилання на ілюстрації вказують порядковим номером ілюстрації, наприклад «рис. 2».

Посилання на формули вказують порядковим номером формули в дужках, наприклад «...у формулі (1)».

На всі таблиці повинні бути посилання в тексті, при цьому слово «таблиця» в тексті пишуть скорочено, наприклад: «... в табл.2».

У повторних посиланнях на таблиці та ілюстрації треба вказувати скорочено слово «дивись», наприклад: «див. табл.3».

3. Критерії оцінки якості розрахунково-графічної роботи

Форми контролю та оцінювання виконання РГР наведені в таблиці 3.1.

Таблиця 3.1

Форма контролю	Кількість балів
Оформлення пояснювальної записки (відповідність вимогам).	0...5
2. Своєчасність виконання.	0...3
Самостійність виконання (відповіді на запитання), вільне володіння термінологією, знання відповідного теоретичного матеріалу і вміння використовувати його на практиці.	0...12
Разом	0...20

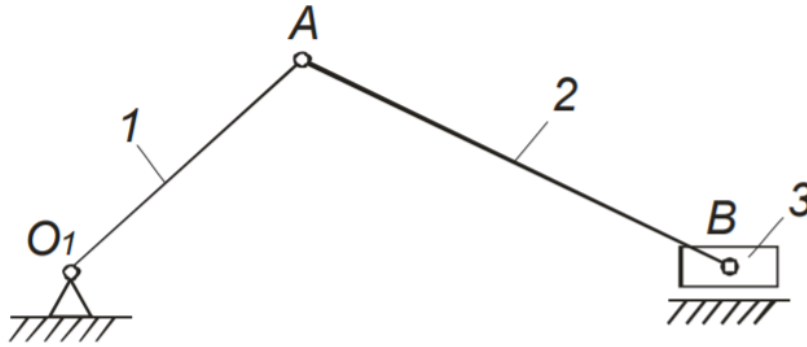
Для захисту розрахунково-графічної роботи студент повинен відповісти на запитання за вибором викладача по розрахункових частинах індивідуального завдання. В тому випадку, коли студент відповідає на всі поставлені запитання без помилок (або з несуттєвими помилками), розрахунково-графічна робота вважається захищеною. Якщо при захисті студент допускає грубі помилки принципового характеру, або не надає правильні відповіді на більшість поставлених запитань, то розрахунково-графічна робота вважається незахищеною. Максимальна кількість балів за виконання і захист розрахунково-графічної роботи становить 20 балів.

Орієнтовний перелік запитань для захисту розрахунково-графічної роботи наведено в Додатку 4.

РОЗДІЛ 1. КІНЕМАТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

1.1. Структурний аналіз механізму

В цьому розділі слід побудувати структурну схему механізму, вказати назви ланок та кількість кінематичних пар. Визначити ступінь рухливості механізму за формулою Чебишева. Наприклад:



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – повзун

Рис. 1.1.1 – Кінематична схема механізму

Даний кривошипно-шатунний механізм складається з трьох рухомих ланок (1, 2, 3) та однієї нерухокої ланки (корпусу). Ланки з'єднані між собою за допомогою кінематичних пар V класу.

Ступінь рухливості механізму визначається за формулою П. Чебишева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (1.1.1)$$

де n – кількість рухомих ланок, $n=3$;

p_5, p_4 – кількість кінематичних пар V та IV класів відповідно; $p_5=4, p_4=0$.

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

$W=1$ означає, що даний механізм має тільки одну ведучу ланку.

1.2. Побудова плану положень механізму

Кінематичний аналіз передбачає побудову плану 12-ти положень механізму з кутами 30° між сусідніми положеннями ведучої ланки (кривошипа). План положень механізму будується у масштабі $\mu_l = l_{O_1A} / l_{O_1A}$, де l_{O_1A} – завдана довжина кривошипа в метрах, O_1A – довільно вибрана довжина відрізка, який зображує кривошип, в мм. Довжину O_1A рекомендується вибирати таким чином, щоб цей відрізок був у межах 80...100 мм.

При визначенні масштабу довжини необхідно керуватися наступним: дробові масштаби повинні мати три значущі цифри, наприклад:

$$\mu_l = 0,001 \text{ м/мм}, \text{ або } \mu_l = 0,025 \text{ м/мм}.$$

Планом положень механізму (планом механізму) називається відображення кінематичної схеми механізму у вибраному масштабі, що відповідає заданим положенням ведучої ланки.

Розглянемо послідовність побудови плану механізму на прикладі кривошипно-повзунного механізму.

- на горизонтальній лінії довільно вибираємо точку O_1 (рис. 1.2.1);
- вертикально вгору від точки O_1 на відстані $Y_B = k \cdot l_{OA}$ (з умови завдання) проводимо ще одну горизонтальну лінію, яка відповідає траєкторії руху повзуна (поршня);
- з точки O_1 радіусом (O_1A+AB) проводимо дугу до перетину з лінією траєкторії руху повзуна. Отримана точка перетину B_0 є крайнім положенням повзуна;
- з'єднуємо точки O_1 та B_0 ;
- з точки O_1 радіусом O_1A проводимо коло – траєкторію руху точки A кривошипа;
- на перетині кола з лінією O_1B_0 отримуємо точку A_0 . Лінія, що проходить через точки O_1 , A_0 та B_0 , показує механізм у крайньому (нульовому) положенні (рис. 1.2.1).

Для побудови плану механізму у дванадцяти положеннях поділимо коло на 12 рівних частин (кожна по 30°).

Відкладаємо кут 30° від O_1A_0 у напрямку кутової частоти обертання кривошипа ω_1 і на лінії кола одержуємо точку A_1 . Проводимо з точки A_1 дугу радіуса AB до перетину з лінією траєкторії руху повзуна. Отримана точка B_1 показує положення повзуна в першому положенні механізму. Друге та наступні положення механізму будуються аналогічно першому, починаючи з точок A_2, A_3, \dots і до A_{11} .

Слід зауважити, що дванадцятье та нульове положення співпадають між собою.

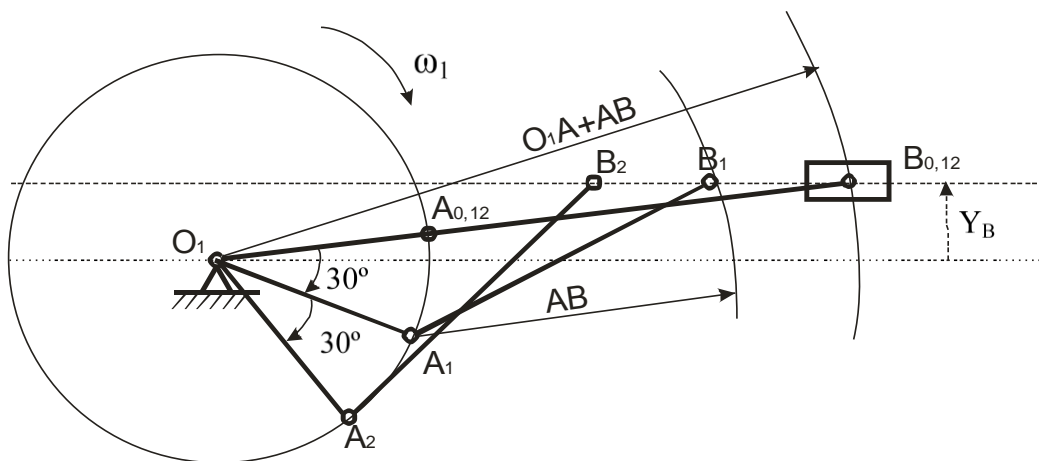


Рис. 1.2.1 – Пояснення до побудови плану положень механізму

Після побудови механізму в 12-ти положеннях визначається робочий та холостий хід механізму. Вважається, що робочому ходу відповідає більший кут повороту кривошипа між двома його крайніми положеннями. Тоді менший кут повороту кривошипа між двома крайніми положеннями відповідає холостому ходу (рис. 1.2.2).

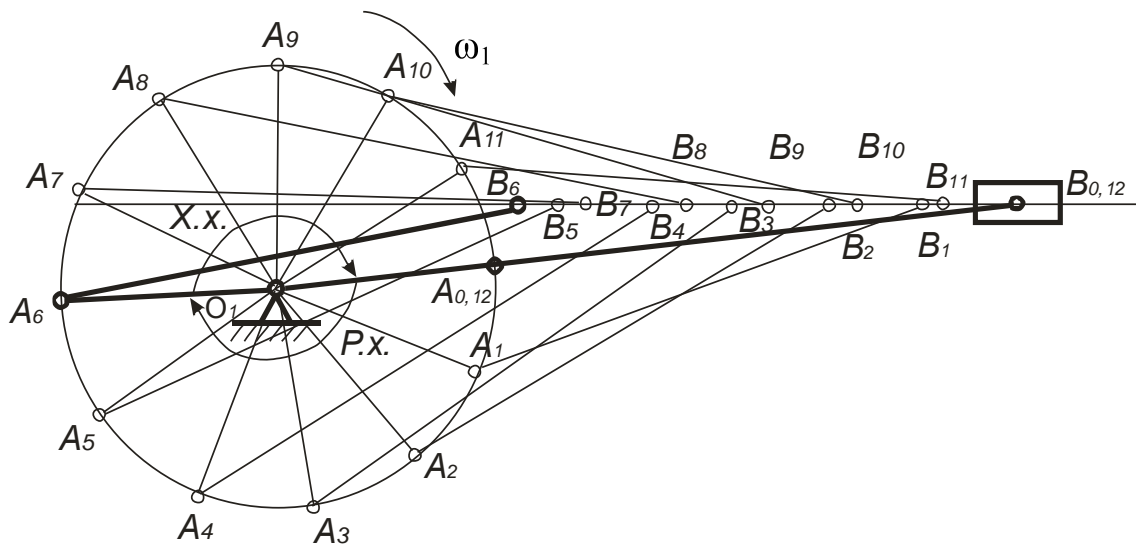


Рис. 1.2.2 – Визначення робочого та холостого ходу механізму

1.3. Побудова плану швидкостей

Для двох положень механізму (визначених викладачем) необхідно побудувати плани швидкостей і прискорень. Поліс плану швидкостей прийнято позначати через p_i , а поліс плану прискорень π_i , де i - номер положення механізму, для якого вони побудовані.

На планах швидкостей (прискорень) мають бути визначені швидкості (прискорення) всіх характерних точок механізму, а саме: шарнірних точок та центрів мас ланок.

Центр мас повзуна слід вважати розташованим в точці В, центр мас кривошипа – в точці О, положення центра мас шатуна (т. S2) зазначено у завданні. Після побудови планів швидкостей та прискорень, необхідно визначити модулі і напрями кутових швидкостей та кутових прискорень для тих ланок, що мають обертальний та плоскопаралельний рух. Всі лінійні та кутові швидкості (прискорення) слід навести в таблицях у пояснювальній записці.

Розглянемо побудову плану швидкостей на прикладі одного з положень механізму, а саме – першого положення (рис.1.3.1).

Спочатку слід виконати необхідні розрахунки.

Кутова швидкість кривошипа:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30}, \text{ рад/с}, \quad (1.3.1)$$

де n_1 – завдана частота обертання кривошипа, об/хв.

Визначаємо лінійну швидкість точки А, що завжди спрямована по дотичній до кола у цій точці, тобто перпендикулярно до ланки O_1A , рис. 1.3.1):

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}, \text{ м/с}. \quad (1.3.2)$$

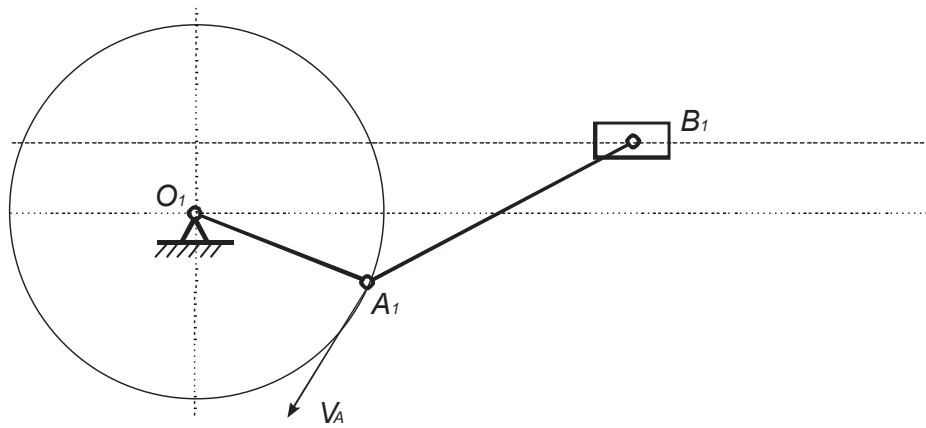


Рисунок 1.3.1 – Пояснення до побудови швидкості точки А для першого положення механізму

З довільної точки p (полюса) проводимо вектор pa перпендикулярно до ланки O_1A_1 . Довжина відрізка pa береться довільно (довжиною 60... 100 мм). Вектор pa у певному масштабі визначає швидкість точки $A - \vec{V}_A$ (рис 1.3.2).

Масштаб плану швидкостей: $\mu_V = V_A / pa, м/(с \cdot мм)$.

Для побудови векторів швидкостей ланок 2 та 3 використовуються наступні умови:

- 1) $\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$;
- 2) $\leftarrow \vec{V}_B \rightarrow$ (умова того, що повзун рухається горизонтально).

Вектор \vec{V}_{BA} проводимо з точки a перпендикулярно до осі ланки A_1B_1 . На перетині з горизонтальною лінією, яка проходить через полюс p , одержимо точку v . Вектори \vec{V}_{BA} та \vec{V}_B мають входити в точку v . В результаті отримаємо вектори швидкостей ланки BA та точки B повзуна – \vec{V}_{BA} та \vec{V}_B відповідно (рис. 1.3.2).

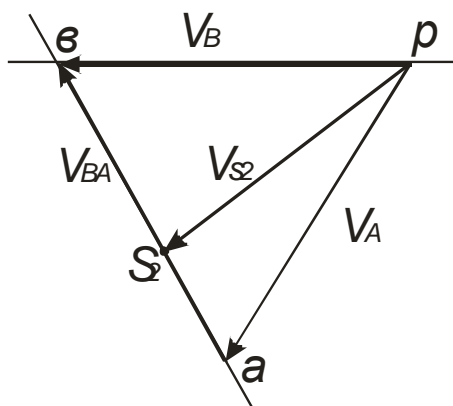


Рисунок 1.3.2 – План швидкостей для першого положення

Для визначення швидкості центру ваги S_2 необхідно відкласти на відрітку av відстань aS_2 , що визначається, як $aS_2 = ab \cdot \left(\frac{AS_2}{AB} \right)$. Величина ab вимірюється у

міліметрах (з плану швидкостей), величину $\frac{AS_2}{AB}$ задано в вихідних даних. Вектор, проведений з полюса p до точки S_2 і є вектором швидкості центру ваги \vec{V}_{S_2} (див. рис. 1.3.2).

Модулі векторів швидкостей знаходяться за формулами:

$$V_B = pa \cdot \mu_v, \text{ м/с}; \quad (1.3.3)$$

$$V_{BA} = ba \cdot \mu_v, \text{ м/с}; \quad (1.3.4)$$

$$V_{S_2} = pS_2 \cdot \mu_v, \text{ м/с}. \quad (1.3.5)$$

Аналогічно будуються плани швидкостей для всіх інших положень механізму.

Кутова швидкість другої ланки механізму - шатуна AB визначається за формулою:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{BA}}, \text{ рад/с}, \quad (1.3.6)$$

де l_{BA} – довжина ланки кривошипа BA в метрах.

Напрямок ω_2 визначається таким чином: якщо умовно перенести вектор \vec{V}_{BA} з плану швидкостей на план положень у точку B_1 (пунктирна лінія на рис. 1.3.3), то напрям його умовного обертання відносно точки A_1 і визначає напрям кутової швидкості ω_2 . В даному прикладі кутова швидкість ω_2 спрямована проти годинникової стрілки (рис. 1.3.3).

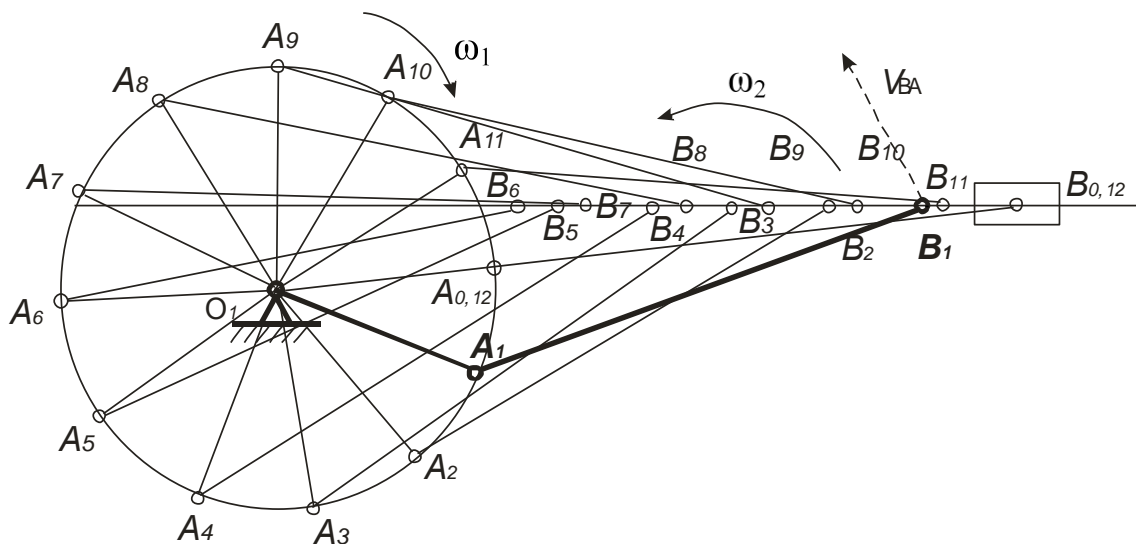


Рисунок 1.3.3 – Пояснення до визначення напрямку кутової швидкості ω_2 .

1.4. Побудова плану прискорень

Побудову плану прискорень розглянемо також на прикладі першого положення механізму $O_1A_1B_1$ (рис.1.3.3).

Прискорення точки A :

$$\vec{a}_A = \vec{a}^n_A + \vec{a}^r_A. \quad (1.4.1)$$

Нормальна складова прискорення точки A :

$$a^n_A = \omega_1^2 \cdot l_{O_1A}, \text{ м/с}^2. \quad (1.4.2)$$

Тангенціальна складова прискорення точки A :

$$a^r_A = l_{O_1A} \cdot \varepsilon_1, \text{ м/с}^2. \quad (1.4.3)$$

Оскільки в вихідних даних задано, що кривошип обертається рівномірно, то кутове прискорення ε_1 дорівнює нулю. Тоді

$$\vec{a}_A = \vec{a}^n_A. \quad (1.4.5)$$

Для побудови плану прискорень з довільно вибраної точки π (полюса) у напрямку від точки A_1 до O_1 проводимо вектор πa (довжиною 60...100 мм), який відображає прискорення точки A , а саме a^n_A .

Масштаб плану прискорень:

$$\mu_a = \frac{a_A}{\pi a}, \text{ м/(с}^2\text{мм)}. \quad (1.4.6)$$

Для визначення прискорення точки B необхідно брати до уваги дві умови:

1) $\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}^n_{BA} + \vec{a}^r_{BA}$;

2) вектор прискорення т. B завжди спрямований паралельно напрямній повзуна, в даному прикладі – горизонтально.

Модуль нормального прискорення a^n_{BA} визначається за формулою:

$$a^n_{BA} = \omega_2^2 l_{BA}, \text{ м/с}^2. \quad (4.7)$$

З урахуванням масштабу μ_a довжина (в мм) вектора нормального прискорення a^n_{BA} визначається, як

$$l_{BA}^n = a^n_{BA} / \mu_a. \quad (1.4.8)$$

На плані прискорень з точки a проводимо вектор \vec{a}^n_{BA} довжиною l_{BA}^n і отримуємо точку τ (рис. 1.4.1).

Вектор тангенціального прискорення \vec{a}^{τ}_{BA} проводимо з точки τ перпендикулярно вектору нормального прискорення \vec{a}^n_{BA} , до перетину з горизонтальним напрямом прискорення точки B – вектором \vec{a}_B , що виходить з полюсу π .

В результаті отримуємо точку \mathcal{B} . Вектори прискорень у точці \mathcal{B} мають сходитися.

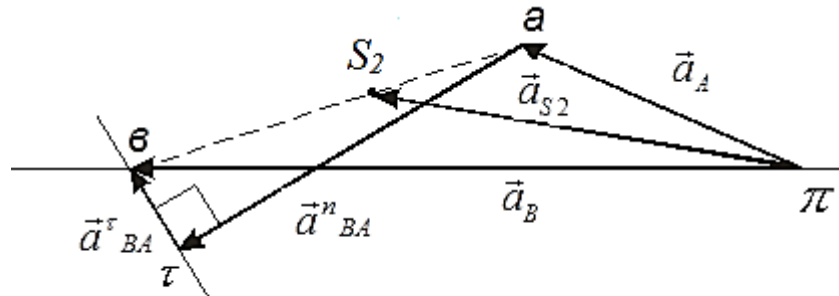


Рисунок 1.4.1 – План прискорень для першого положення механізму

Для знаходження вектора прискорення центру ваги S_2 потрібно з'єднати точки a та \mathcal{B} (показано пунктирною лінією) та відкласти від точки a відстань aS_2 , що визначається, як $aS_2 = ab \cdot \left(\frac{AS_2}{AB}\right)$. Величина ab вимірюється у мм безпосередньо на плані прискорень), співвідношення $\frac{AS_2}{AB}$ вибирається з умови завдання. Після визначення положення точки S_2 проводимо вектор \vec{a}_{S_2} з полюсу π до точки S_2 (рис. 1.4.1).

Модулі векторів прискорень розраховуються за формулами:

$$a_B = \pi b \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2; \quad (1.4.9)$$

$$a^{\tau}_{BA} = \tau b \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2; \quad (1.4.10)$$

$$a_{S_2} = \pi S_2 \cdot \mu_a, \text{ м/с}^2, \quad (1.4.11)$$

де відстані πb , πS_2 , τb вимірюються у міліметрах безпосередньо на плані прискорень.

Аналогічним чином будуються плани прискорень для інших положень механізму.

Кутове прискорення другої ланки AB :

$$\varepsilon_2 = a^{\tau}_{BA} / l_{BA}, \text{ рад/с}^2, \quad (1.4.12)$$

де l_{BA} – довжина другої ланки, м.

Напрямок прискорення ε_2 визначається таким чином: якщо умовно перенести вектор \vec{a}^{τ}_{BA} з плану прискорень на план положень у точку B_1 (пунктирна лінія на рис. 1.4.2), то виявляється, що в даному випадку він обертає точку B_1 відносно A_1 проти годинникової стрілки. Відповідно і кутове прискорення ε_2 має той же напрямок (рис. 1.4.2).

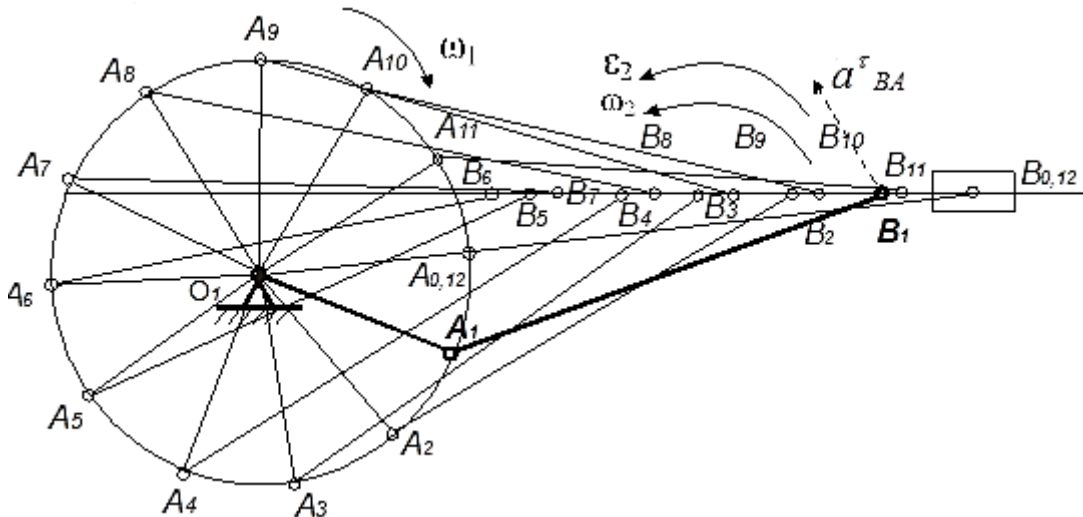


Рисунок 1.4.2 – Пояснення до визначення напрямку прискорення ε_2

Всі визначені кінематичні параметри для кожного з двох завданих положень механізму слід звести до таблиці (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Кінематичні параметри механізму

№ положення механізму	ω_1 , рад/с	V_A , м/с	V_B , м/с	V_{BA} , м/с	V_{S2} , м/с	ω_2 , рад/с	a_A , м/с ²	a_B , м/с ²	a_{BA}^n , м/с ²	a_{BA}^{τ} , м/с ²	a_{S2} , м/с ²	ε_2 , рад/с ²

РОЗДІЛ 2. ДИНАМІЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ

Завданням динамічного (силового) розрахунку механізму є визначення реакцій в'язей у всіх кінематичних парах механізму та зрівноважувальної сили (або зрівноважувального моменту). У розрахунково-графічній роботі силовий розрахунок виконується для 2-х положень механізму – робочого та холостого ходу. Для робочого ходу механізму слід враховувати завдану силу корисного опору F_{on} , для холостого ходу можна наближено вважати $F_{on} = 0$.

Для визначення реакцій в'язей в кінематичних парах механізму слід попередньо визначити сили інерції та динамічні моменти, що діють на ланки механізму. При визначенні реакцій в'язей доцільно використовувати умови рівноваги, як:

- алгебраїчна сума моментів відносно точки шарнірного з'єднання двох ланок дорівнює нулю;
- векторна сума всіх сил, що діють на структурну групу дорівнює нулю.

Після визначення реакцій в структурних групах виконується силовий аналіз ведучої ланки (первинного механізму). З умов рівноваги ведучої ланки визначаються величини опорної реакції та зрівноважувальної сили.

Для визначення реакцій у кінематичних парах механізму необхідно розподілити його на структурні групи і розглянути всі сили та моменти, що діють на ланки.

Згідно правил структурного аналізу даний механізм розподіляється на первинний механізм (ведучу ланку) та одну структурну групу (групу Ассура), яка складається з ланок 2 та 3 (рис. 1.1.1).

Розглянемо спочатку структурну групу (рис.2.1).

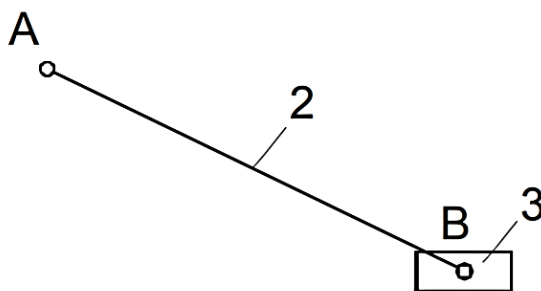


Рисунок 2.1 – Структурна група механізму

Покажемо всі сили та моменти, що діють на ланки 2 та 3, а також реакції, що виникають у кінематичних парах.

На ланки структурної групи діють: динамічний момент M_{o2} , сили ваги другої та третьої ланок G_2 і G_3 , сили інерції другої та третьої ланок F_{i2} та F_{i3} , сила опору F_{on} , реакція опори на третю ланку R_{o3} , реакція дії першої ланки на другу з нормальною R_{12}^n і тангенціальною R_{12}^{τ} складовими (рис. 2.2).

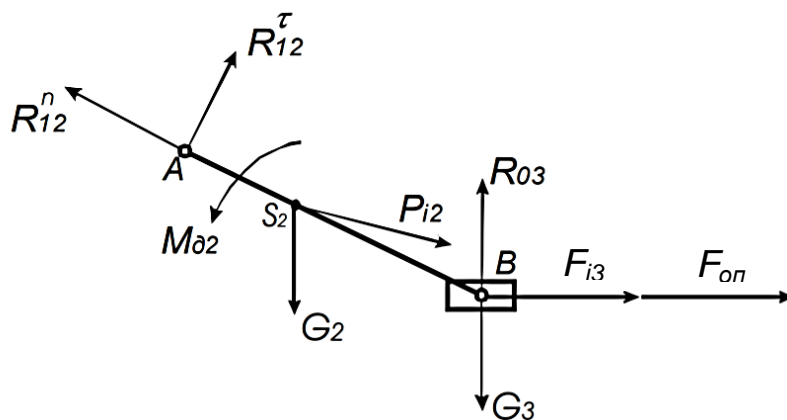


Рисунок 2.2 – Сили, що діють на структурну групу

При побудові необхідно дотримуватися наступних правил. Динамічний момент M_{d2} завжди спрямований проти кутового прискорення ε_2 . Сили інерції F_{i2} та F_{i3} завжди спрямовані у напрямку, протилежному до прискорень \bar{a}_{S2} та \bar{a}_B відповідно; сила опору F_{on} – у напрямку, протилежному до вектора \vec{V}_B швидкості точки B .

Реакція дії першої ланки на другу R_{12} містить у собі дві складові: нормальну R_{12}^n (спрямована вздовж осі ланки AB у напрямку від точки B до точки A) і тангенціальну R_{12}^τ (спрямована у будь-який бік перпендикулярно до нормальної складової). Реакція дії опори на третю ланку R_{03} проходить через точку B і завжди спрямована перпендикулярно до траєкторії її руху, в даному механізмі – вертикально.

Сили тяжіння другої та третьої ланок, H :

$$G_2 = m_2 \cdot g \quad (2.1)$$

$$G_3 = m_3 \cdot g, \quad (2.2)$$

де m_2, m_3 – маси другої та третьої ланок відповідно, кг (з умови завдання);
 g – прискорення вільного падіння, $g = 9,8 \text{ м/с}^2$.

Динамічний момент, що діє на другу ланку, $H \cdot m$:

$$M_{d2} = I_{S2} \cdot \varepsilon_2, \quad (2.3)$$

де I_{S2} – момент інерції мас другої ланки відносно центру мас (точки S_2), $\text{кг} \cdot \text{м}^2$:

$$I_{S2} = \frac{m_2 \cdot l_{AB}^2}{12}, \quad (2.4)$$

де l_{AB} – довжина ланки AB , м (з умови завдання).

Сили інерції, що діють на другу та третю ланки, H :

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{s2}; \quad (2.5)$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B, \quad (2.6)$$

де a_{s2} , a_B – прискорення центру ваги другої ланки та повзуна відповідно, m/c^2 .

Примітка. Якщо силу опору $F_{оп}$ в завданні на вик

Діаграма має вигляд паралелограма і будується під планом механізму або над ним: крайній лівий кут паралелограма – під крайнім лівим положенням повзуна (на рис. 2.3 точка B_6), а крайній правий кут – під крайнім правим положенням повзуна (точка B_0). При цьому відстань OS_{max} на діаграмі відповідає відстані B_0B_6 між двома крайніми положеннями повзуна механізму.

Мінімальне значення тиску на поршень p_{min} і максимальне його значення p_{max} та кут нахилу бічних сторін діаграми навантаження задаються викладачем додатково.

Масштаб побудови μ_p діаграми визначається самостійно. Наприклад, для довільно вибраного h (див. рис 2.3):

$$\mu_p = \frac{p_{max}}{h}, \text{ МПа/мм} \quad (2.7)$$

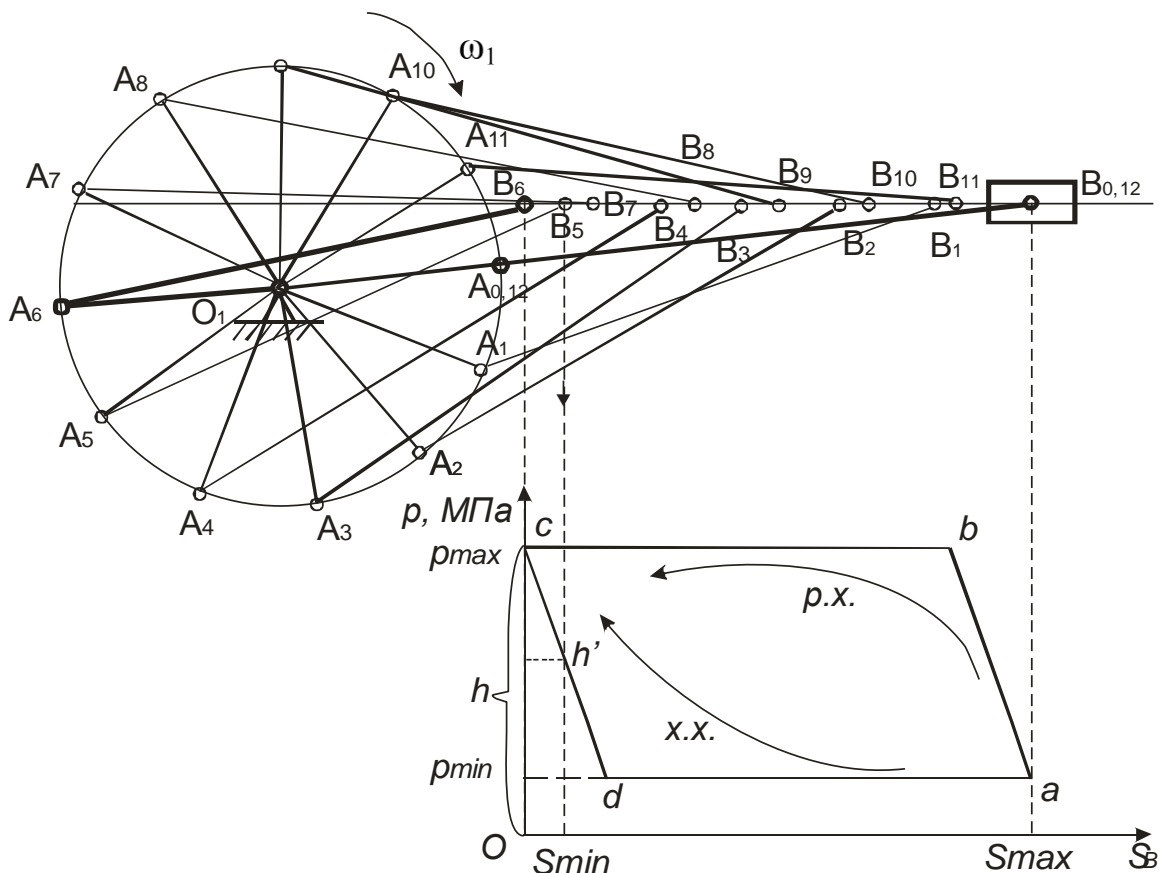


Рисунок 2.3 – Діаграма навантаження (залежність тиску на поршень p від переміщення повзуна S_B)

Для визначення сили опору для певного положення механізму (надалі – n -го положення), необхідно провести вертикальну пряму з точки B_n до перетину з паралелограмом. Причому слід враховувати, що робочому ходу відповідають більші значення тиску на діаграмі (верхня частина діаграми), а холостому – менші його значення (нижня частина діаграми). Так, на рисунку 2.3 ділянка abc відповідає робочому ходу ($p.x.$), а ділянка adc – холостому ходу ($x.x.$).

Сила опору для n -го положення повзуна (H):

$$F_n = p_n \cdot S, \quad (2.8)$$

де p_n – значення тиску на поршень у n -му положенні повзуна (МПа);

S – площа поршня, $мм^2$ (видається у вихідних даних).

Величина p_n визначається з діаграми (рис. 2.3) для робочого та холостого ходу в залежності від вибраної координати h' (мм):

$$P_n = \mu_p \cdot h', \text{ МПа.} \quad (2.9)$$

Реакції R_{12}^n, R_{12}^τ та R_{03} визначаються з наступних умов рівноваги.

Перше рівняння рівноваги – сума моментів всіх сил відносно точки B дорівнює нулю, $\sum M_B = 0$:

$$R_{12}^\tau \cdot h_{R12^\tau} - G_2 \cdot h_{G2} - F_{i2} \cdot h_{i2} + M_{d2} = 0, \quad (2.10)$$

де h_{R12^τ} , h_{G2} , та h_{Fi2} – плечі відповідних сил (тобто перпендикуляри з точки B до лінії дії сил) відносно точки B . До рівняння (2.10) плечі сил слід підставляти в $мм$ з врахуванням масштабу побудови механізму (плечі сил вимірюються на плані механізму; їх виміряні довжини в $мм$ треба помножити: на масштаб побудови механізму μ_l , а також на 10^3). Момент M_{d2} в рівнянні (2.10) необхідно брати в $Н \cdot мм$.

З рівняння (2.10) визначається тангенціальна складова реакції дії першої ланки на другу (H):

$$R_{12^\tau} = \frac{G_2 \cdot h_{G2} - M_{d2} + F_{i2} \cdot h_{Fi2}}{h_{R12^\tau}}. \quad (2.11)$$

Якщо результат має знак «-», то напрямок дії реакції слід змінити на протилежний.

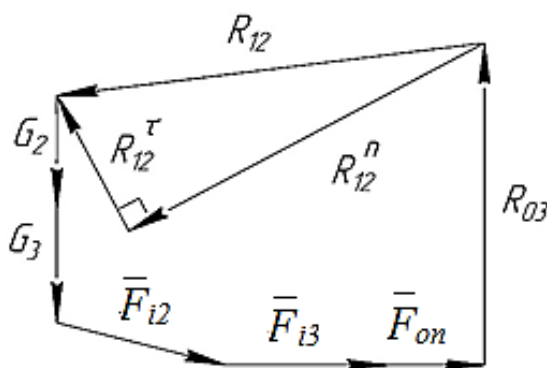
Друге рівняння рівноваги – векторна сума всіх сил, що діють на ланки структурної групи, дорівнює нулю, $\sum F_i = 0$:

$$R_{12}^n + R_{12}^\tau + G_2 + F_{i2} + G_2 + F_{i3} + F_{оп} + R_{03} = 0. \quad (2.12)$$

За даним рівнянням рівноваги будується векторний силовий багатокутник. Невідомі реакції у рівнянні рівноваги слід записати на початку та в кінці виразу, а всі інші силові фактори - у довільному порядку.

Масштаб побудови багатокутника μ_p (Н/мм) визначається довільно, з огляду на найбільшу за модулем силу з усіх, що входять до рівняння (2.12). Якщо з врахуванням прийнятого масштабу вектори деяких сил будуть мати незначну довжину при побудові багатокутника, наприклад 1 мм, або 0,5 мм, то їх можна показати, позначив у вигляді точки.

Побудуємо векторний силовий багатокутник (рис. 2.4). Для цього проводимо лінію, паралельну осі ланки AB , вздовж якої діє реакція R_{12}^n . Вибираємо на ній довільну точку і проводимо з неї вектор R_{12}^τ , що був визначений раніше. Далі, враховуючи масштаб μ_p , проводимо всі наступні вектори у порядку, вказаному в рівнянні рівноваги (2.12). Вектор реакції R_{03} проводиться до перетину з лінією дії реакції R_{12}^n . В результаті побудови одержимо довжини векторів R_{03} та R_{12}^n (рис. 2.4). Сумарний вектор реакції дії першої ланки на другу R_{12} знайдемо як



геометричну суму векторів R_{12}^n та R_{12}^τ .

Рисунок 2.4 – Векторний силовий багатокутник

Визначимо числові значення знайдених реакцій:

$$R_{12}^n = x_{R_{12}^n} \cdot \mu_p, H; \quad (2.13)$$

$$R_{12}^\tau = x_{R_{12}^\tau} \cdot \mu_p, H, \quad (2.14)$$

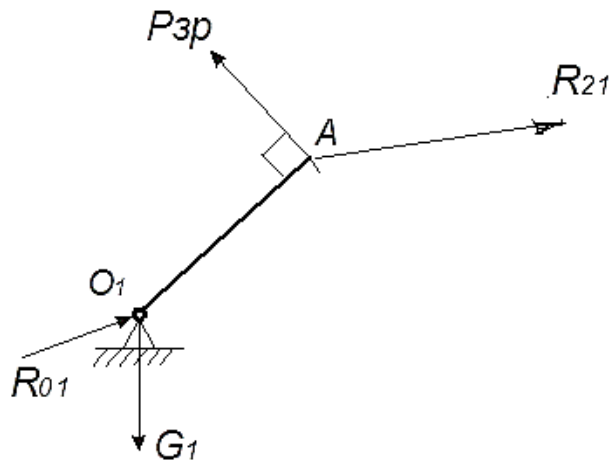
де $x_{R_{12}^n}$ та $x_{R_{12}^\tau}$ – довжини векторів з багатокутника, мм;

μ_p – масштаб побудови багатокутника, Н/мм.

Величина сумарного вектора реакції дії першої ланки на другу:

$$R_{12} = \sqrt{R_{12}^\tau{}^2 + R_{12}^n{}^2}, H. \quad (2.15)$$

Розглянемо первинний механізм. На нього діють: сила ваги першої ланки G_1 (в завданні на РГР сила G_1 може бути не завдана, тоді її наближено можна вважати такою, що дорівнює нулю і в розрахунках не брати до уваги), реакція дії опори на



першу ланку R_{01} , реакція дії другої ланки на першу R_{21} ($R_{21} = -R_{12}$) та зрівноважувальна сила P_{3p} (рис. 2.5).

Рисунок 2.5 – Схема сил, що діють на первинний механізм

Реакція опори на первинний механізм R_{01} є невідомою, тому показується спочатку в довільному напрямку. Реакція дії другої ланки на першу R_{21} прикладається у точці A протилежно до напрямку одержаної раніше реакції R_{12} . Зрівноважувальна сила P_{3p} спрямована перпендикулярно до ланки O_1A (див. рис. 2.5).

Реакцію R_{01} та зрівноважувальну силу P_{3p} знаходимо з умов рівноваги.

Перша умова рівноваги: сума моментів всіх сил відносно точки O_1 дорівнює нулю, $\sum M_0 = 0$:

$$P_{3p} \cdot h_{P_{3p}} - R_{21} \cdot h_{R_{21}} = 0, \quad (2.16)$$

де $h_{P_{3p}}$ – плече відносно точки O_1 зрівноважувальної сили, мм;

$h_{R_{21}}$ – плече відносно точки O_1 реакції дії другої ланки на першу, мм.

З (2.16) знаходимо зрівноважувальну силу (H):

$$P_{3p} = \frac{R_{21} \cdot h_{R_{21}}}{h_{P_{3p}}}. \quad (2.17)$$

Якщо результат є із знаком «-», то напрямок сили слід змінити на протилежний.

Друга умова рівноваги: Векторна сума всіх сил, що діють на першу ланку, дорівнює нулю, $\sum F_i = 0$:

$$G_1 + P_{3P} + R_{21} + R_{01} = 0. \quad (2.18)$$

Для знаходження невідомої реакції R_{01} згідно рівняння рівноваги будуємо векторний силовий багатокутник у вибраному масштабі. Масштаб побудови багатокутника μ_p (Н/мм) визначаємо довільно за найбільшою з сил, що входять до рівняння (2.18). Вектор реакції R_{01} визначається в силовому багатокутнику, як замикаючий (рис. 2.6).

Примітка. Масштаби побудови силових багатокутників при визначенні реакцій за рівняннями (2.12) та (2.18) можуть бути різними.

Величина реакції дії опори на першу ланку:

$$R_{01} = x_{R_{01}} \cdot \mu_p, \quad (2.19)$$

де $x_{R_{01}}$ – довжина вектора реакції R_{01} з багатокутника, мм (рис. 2.6);

μ_p – масштаб побудови, Н/мм.

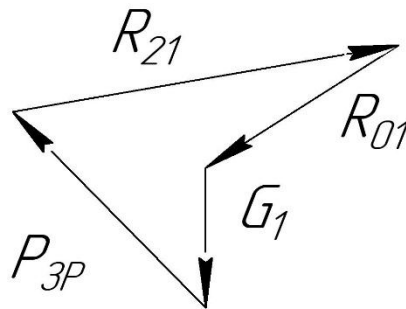


Рисунок 2.6 – Векторний багатокутник

РОЗДІЛ 3. СИНТЕЗ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Основне завдання цього розділу – виконати розрахунок геометричних параметрів зубчастого евольвентного рівнозмщеного прямозубого зачеплення та побудувати схему зачеплення двох зубчастих коліс.

Основні геометричні параметри зубчастих коліс визначаються за даними, вказаними в завданні: числа зубців z_1, z_2 та модуль зачеплення m .

Коефіцієнти зміщення рейки для кожного з двох коліс знаходяться з довідникових таблиць (Додаток 5).

Схема зачеплення будується в масштабі $M = 40/h$, де h – висота зубців в мм. Для зручності виконання допускається не округлювати розрахований таким чином масштаб до стандартних значень.

При визначенні геометричних параметрів зубчастих коліс прийнято всі розрахунки виконувати з точністю до двох знаків після коми.

На побудованій схемі зачеплення (лист формату А3) необхідно показати по три зубці кожного колеса, а також: полюс зачеплення, лінію зачеплення та її активну частину, кути зачеплення, робочі профілі зубців. Виходячи з довжини активної частини лінії зачеплення, слід визначити коефіцієнт торцевого перекриття і порівняти його з числовим значенням, що визначено аналітичним методом.

Графіки коефіцієнтів відносного ковзання виконуються за окремою вказівкою викладача.

3.1. Розрахунок геометричних параметрів зубчастої передачі з рівнозмщеним евольвентним зачепленням

Вихідні дані:

$z_1 = 12$; $z_2 = 25$ – кількість зубців першого та другого коліс відповідно;
 $m = 6$ мм – модуль зачеплення.

З Додатку 5 вибираємо коефіцієнт зміщення x_1 для колеса з меншою кількістю зубців z_1 . Коефіцієнт x_1 завжди є додатнім. Для колеса з більшою кількістю зубців z_2 коефіцієнт зміщення x_2 слід приймати із знаком «-», причому $x_2 = -x_1$.

Крок по ділительному колу:

$$p = \pi m, \quad (3.1.1)$$

де m – модуль зубчастих коліс, мм.

$$p = \pi \cdot 6 = 18,84 \text{ мм.}$$

Радіуси ділительних кіл:

$$r = \frac{m \cdot z}{2}. \quad (3.1.2)$$

$$r_1 = \frac{m \cdot z_1}{2} = \frac{6 \cdot 12}{2} = 36,00 \text{ мм.}$$

$$r_2 = \frac{m \cdot z_2}{2} = \frac{6 \cdot 25}{2} = 75,00 \text{ мм.}$$

Міжосьова відстань:

$$a_w = r_1 + r_2. \quad (3.1.3)$$

$$a_w = 36 + 75 = 111 \text{ мм.}$$

Радіуси зовнішніх кіл:

$$r_a = m \left(\frac{z}{2} + h_a^* + x \right), \quad (3.1.4)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти зубця, $h_a^* = 1$ (відповідно до ГОСТ 13755-81).

$$r_{a1} = m \left(\frac{z_1}{2} + h_a^* + x_1 \right) = 6 \cdot \left(\frac{12}{2} + 1 + 0,35 \right) = 44,10 \text{ мм};$$

$$r_{a2} = m \left(\frac{z_2}{2} + h_a^* + x_2 \right) = 6 \cdot \left(\frac{25}{2} + 1 - 0,35 \right) = 78,90 \text{ мм.}$$

Радіуси основних кіл:

$$r_b = r \cdot \cos \alpha, \quad (3.1.5)$$

де α – кут зачеплення, для рівнозмщеного зачеплення $\alpha = 20^\circ$.

$$r_{b1} = r_1 \cdot \cos 20^\circ = 36 \cdot \cos 20^\circ = 33,83 \text{ мм.}$$

$$r_{b2} = r_2 \cdot \cos 20^\circ = 75 \cdot \cos 20^\circ = 70,48 \text{ мм.}$$

Радіуси внутрішніх кіл:

$$r_f = m \cdot \left(\frac{z}{2} - h_a^* - c^* + x \right), \quad (3.1.6)$$

де c^* – коефіцієнт радіального зазору, $c^* = 0,25$ (відповідно до ГОСТ 13755-81).

$$r_{f1} = m \cdot \left(\frac{z_1}{2} - h_a^* - c^* + x_1 \right) = 6 \cdot \left(\frac{12}{2} - 1 - 0,25 + 0,35 \right) = 30,60 \text{ мм.}$$

$$r_{f2} = m \cdot \left(\frac{z_2}{2} - h_a^* - c^* - x_2 \right) = 6 \cdot \left(\frac{25}{2} - 1 - 0,25 - 0,35 \right) = 65,40 \text{ мм.}$$

Висота зубців:

$$h = m \cdot 2 \cdot h_a^* + c^* . \quad (3.1.7)$$

$$h = 6 \cdot 2 \cdot 1 + 0,25 = 13,50 \text{ мм.}$$

Перевірка:

$$h = r_{a_1} - r_{f_1} = r_{a_2} - r_{f_2} = 44,10 - 30,60 = 78,90 - 65,40 = 13,50 \text{ мм.}$$

Товщина зубців на ділільних колах:

$$S = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (3.1.8)$$

$$S_1 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 6 \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,35 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 10,95 \text{ мм.}$$

$$S_2 = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) = 6 \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 0,35 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \right) = 7,90 \text{ мм.}$$

Кути профілю на зовнішніх колах:

$$\alpha_a = \arccos \left(\frac{r_b}{r_a} \right). \quad (3.1.9)$$

$$\alpha_{a_1} = \arccos \left(\frac{r_{b_1}}{r_{a_1}} \right) = \arccos \left(\frac{38,83}{44,10} \right) = 39,9^\circ = 0,696 \text{ рад.}$$

$$\alpha_{a_2} = \arccos \left(\frac{r_{b_2}}{r_{a_2}} \right) = \arccos \left(\frac{70,48}{78,90} \right) = 26,72^\circ = 0,466 \text{ рад.}$$

Товщина зубців на зовнішніх колах:

$$S_a = m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_a} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X \cdot \operatorname{tg} \alpha - z \cdot \operatorname{tg} \alpha_a - \alpha_a - 0,014904 \right]. \quad (3.1.10)$$

$$\begin{aligned} S_a &= m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_a} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_1 \cdot \left(\operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \alpha_{a_1} - 0,014904 \right) \right] = \\ &= 6 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 39,9^\circ} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot 0,35 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 12 \cdot \left(\operatorname{tg} 39,9^\circ - 0,696 - 0,014904 \right) \right] = \\ &= 2,36 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Коефіцієнти товщини зубців на зовнішніх колах:

$$S_a^* = \frac{S_a}{m}. \quad (3.1.11)$$

$$S_{a_1}^* = \frac{S_{a_1}}{m} = \frac{2,36}{6} = 0,39 > [0,3];$$

$$\begin{aligned} S_{a_2} &= m \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a_2}} \cdot \left[\frac{\pi}{2} + 2 \cdot X_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_2 \cdot (\operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \alpha_{a_2} - 0,014904) \right] = \\ &= 6 \cdot \frac{\cos 20^\circ}{\cos 26,72^\circ} \cdot \left[\frac{\pi}{2} - 2 \cdot 0,35 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ - 25 \cdot (\operatorname{tg} 26,72^\circ - 0,466 - 0,014904) \right] = \\ &= 4,77 \text{ мм}. \end{aligned}$$

$$S_{a_2}^* = \frac{S_{a_2}}{m} = \frac{4,77}{6} = 0,8 > [0,3].$$

Коефіцієнт S_a є критерієм загостреності вершини зубця. Якщо величина S_a є меншою, ніж 0,3, то зубець вважається загостреним, що негативно впливає на якісні показники зачеплення. У такому випадку при розрахунку зубчастого зачеплення слід повернутися до початку розрахунку та змінити вихідні дані (за вказівкою викладача), наприклад, збільшити модуль.

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_{a_1} - \operatorname{tg} \alpha + \frac{z_2}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_{a_2} - \operatorname{tg} \alpha. \quad (3.1.12)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{12}{2\pi} \operatorname{tg} 39,9^\circ - \operatorname{tg} 20^\circ + \frac{25}{2\pi} \operatorname{tg} 26,72^\circ - \operatorname{tg} 20^\circ = 1,46 > [1,2].$$

Коефіцієнт торцевого перекриття показує, скільки пар зубців знаходиться водночас у зачепленні. Для того, щоб забезпечити безперервність зачеплення в роботі передачі, ε_α має бути вище за одиницю, оскільки при $\varepsilon_\alpha < 1$ безперервність порушується, що в результаті призводить до ударів зубців. Мінімально допустимим граничним значенням для ε_α рекомендується величина 1,2 (ГОСТ16532-70).

Радіус скруглення профілю у основи зубців:

$$\rho_f = 0,38 \cdot m. \quad (3.1.13)$$

$$\rho_f = 0,38 \cdot 6 = 2,10 \text{ мм}.$$

Радіальний зазор:

$$c = c^* \cdot m. \quad (3.1.14)$$

$$c = 0,25 \cdot 6 = 1,50 \text{ мм.}$$

Кутові кроки:

$$\tau = \frac{360^0}{z}. \quad (3.1.15)$$

$$\tau_1 = \frac{360^0}{z_1} = \frac{360^0}{12} = 30^0;$$

$$\tau_2 = \frac{360^0}{z_2} = \frac{360^0}{25} = 14,4^0.$$

Масштаб побудови (висота зубця на кресленні має бути не менше, ніж 40 мм):

$$\mu = \frac{40}{h} = \frac{40}{13,5} = \frac{2,96}{1} \approx 3:1.$$

Перевірка коефіцієнта торцевого перекриття виконується після графічної побудови зачеплення за наступною формулою:

$$\varepsilon_{\alpha}^* = \frac{B_1 B_2}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}, \quad (3.1.16)$$

де $B_1 B_2$ – довжина активної частини лінії зачеплення, мм. Величина $B_1 B_2$ визначається згідно п. 3.2.11.

У результаті перевірки повинна виконуватися умова: $\varepsilon_{\alpha}^* \approx \varepsilon_{\alpha}$.

3.2. Порядок побудови евольвентного зубчастого зачеплення

Розглянемо послідовність дій при побудові зовнішнього евольвентного рівнозміщеного зачеплення двох циліндричних прямозубих коліс.

Вихідними даними для побудови є:

- числа зубців Z_1 і Z_2 .
- модуль m ;
- геометричні параметри зачеплення, розраховані у пункті 3.1.

3.2.1. Проводимо дві взаємно перпендикулярні лінії. Точку їх перетину (полюс зачеплення) позначаємо літерою P (рис. 3.2.1).

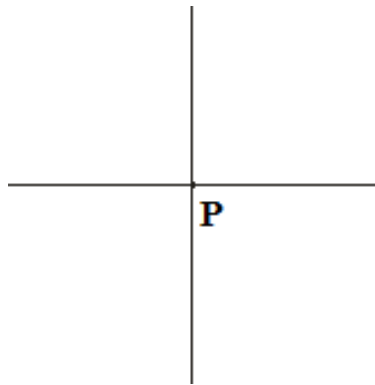


Рис. 3.2.1 – Пояснення до пункту 3.2.1

3.2.2. Визначимо міжосьову відстань O_1O_2 . Для цього з точки P проводимо дільні кола радіусами r_1 та r_2 . Точки перетину дуг цих кіл з вертикальною лінією O_1, O_2 є центрами обертання зубчастих коліс (рис. 3.2.2).

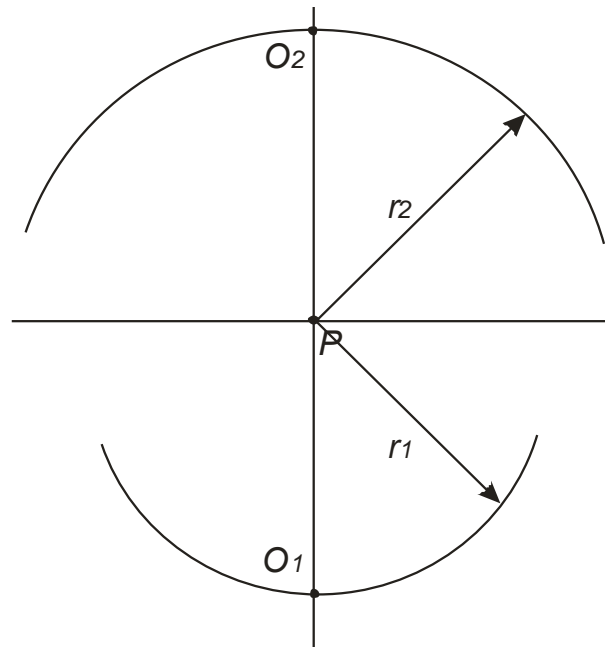


Рис. 3.2.2 – Визначення міжосьової відстані

3.2.3. З точок O_1 та O_2 проводимо кола радіусами $r_1, r_{f1}, r_{b1}, r_{a1}, r_2, r_{f2}, r_{b2}, r_{a2}$ (рис. 3.2.3).

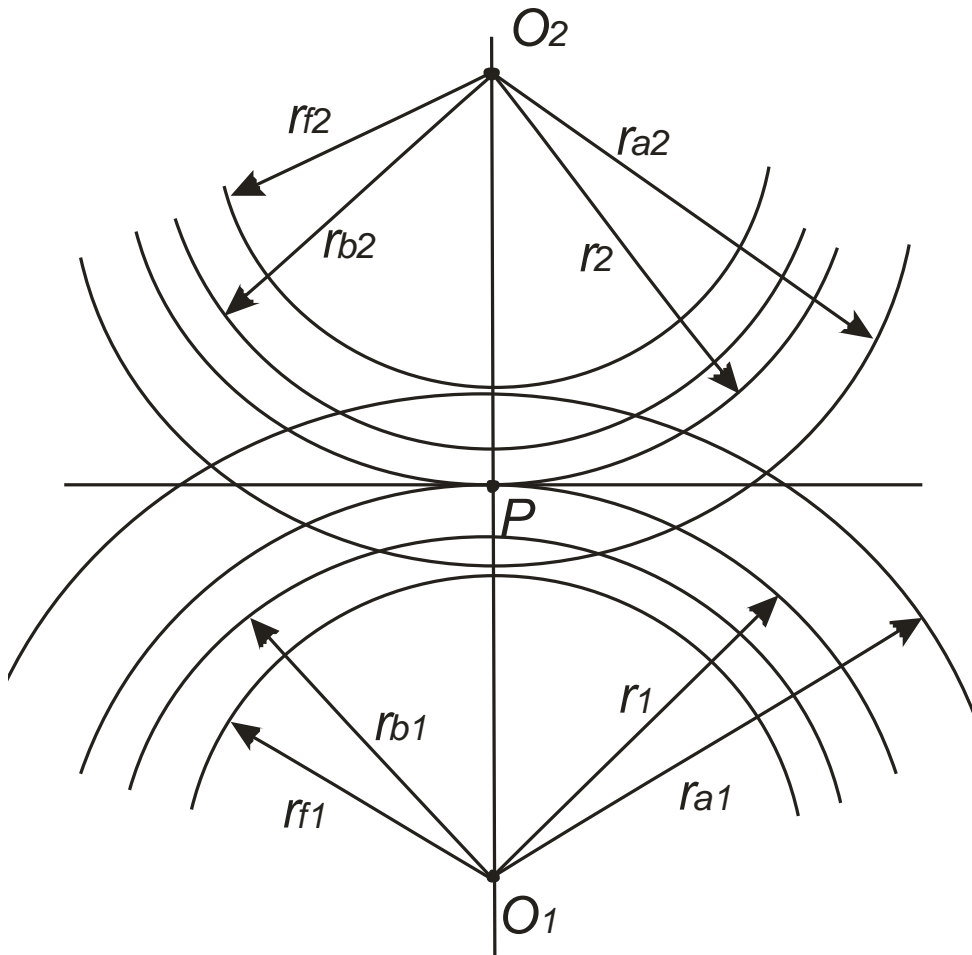


Рис. 3.2.3 – Пояснення до пункту 3.2.3

3.2.4. Через полюс проводимо лінію під кутом $\alpha_\omega = 20^\circ$ до горизонталі (рис. 3.2.4). Лінія зачеплення повинна дотикатися до кіл радіусами r_{b1} та r_{b2} у точках N_1 та N_2 , причому радіуси, проведені з точок O_1 та O_2 у точки N_1 та N_2 , повинні бути перпендикулярними до лінії зачеплення. Кути $N_1O_1P = N_2O_2P = \alpha_\omega = 20^\circ$. Лінія N_1N_2 називається *теоретичною лінією зачеплення*.

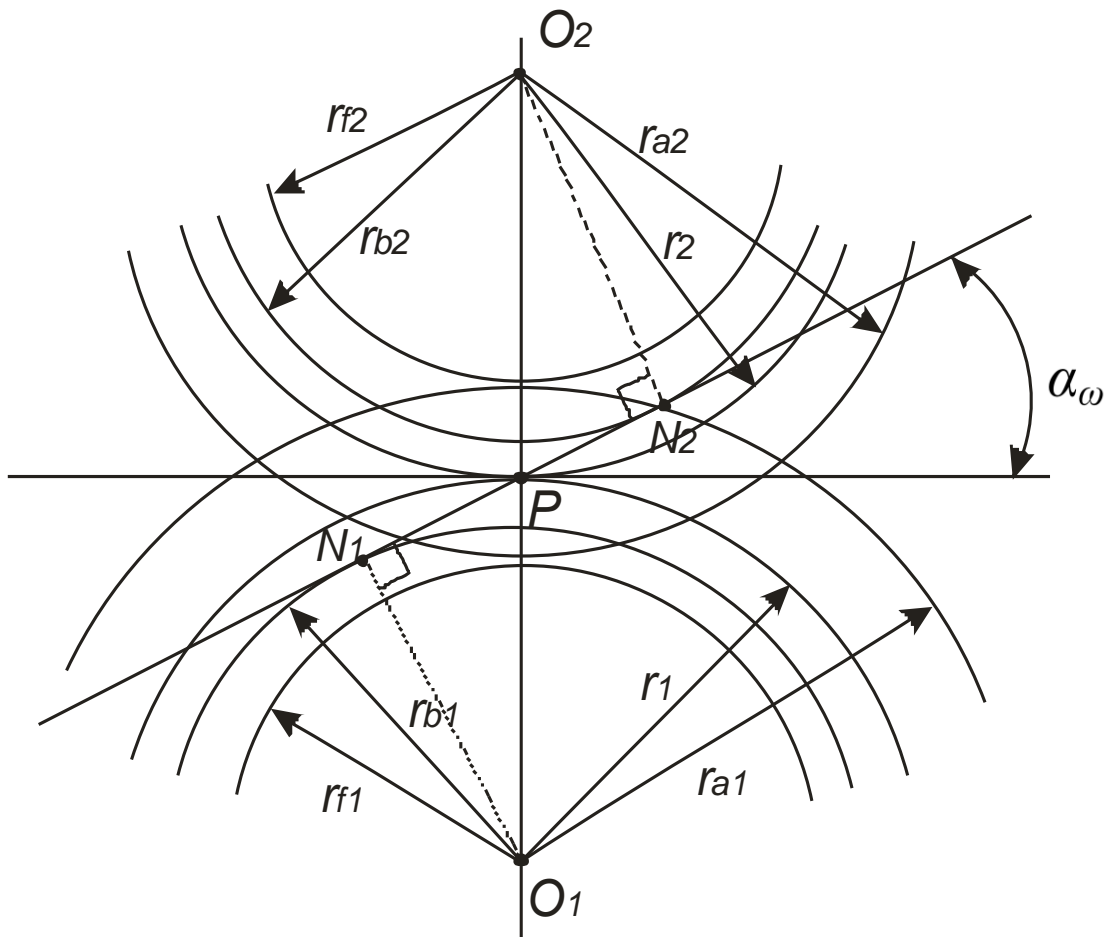


Рис. 3.2.4

3.2.5. Відрізок N_1P ділимо на чотири рівні частини, позначивши три внутрішні точки як 1, 2, 3. З точки P проводимо дугу радіусом $3P$ (рис. 3.2.5) до перетину з дугою кола радіусом r_{b1} . Одержимо точку P' .

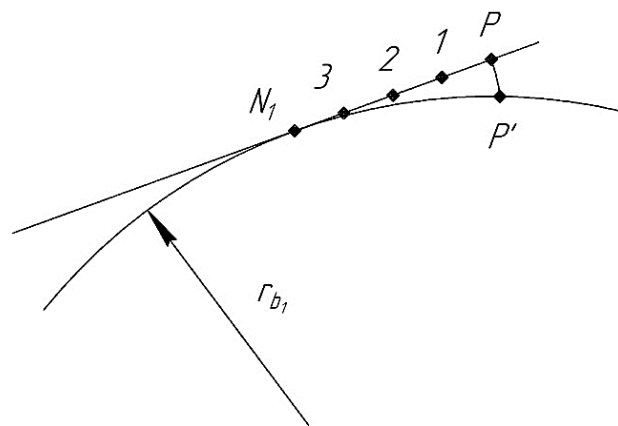


Рис. 3.2.5 – Пояснення до пункту 3.2.5

3.2.6. Дугу N_1P' розподіляємо на чотири рівні частини. Для цього сполучаємо дві крайні точки дуги прямою і через її середину проводимо до неї перпендикуляр. Точка перетину перпендикуляра з дугою ділить її на дві рівні частини. Аналогічно ділимо кожну з одержаних частин навпіл. Отримали точки $1', 2', 3', 4'$. Точка $4'$

співпадає з точкою N_I (рис. 3.2.6). Ліворуч від точки $N_I \equiv 4'$ аналогічним чином визначаються точки $5', 6', 7', 8'$.

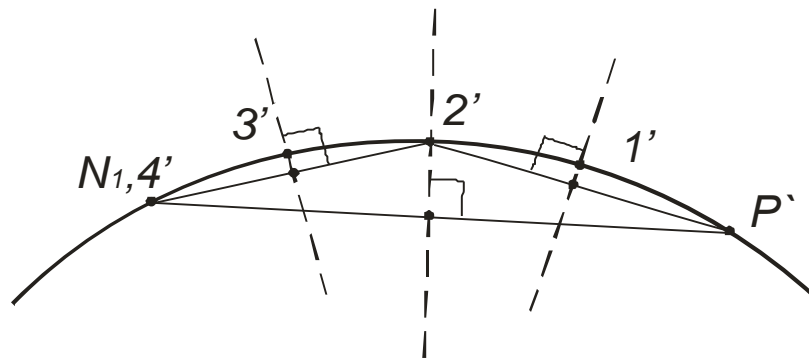


Рис. 3.2.6 – Пояснення до п. 3.2.6

3.2.7. З кожної з точок $1', 2', 3', \dots, 8'$ до кола радіусом r_{b1} проводимо дотичні. На першій дотичній відкладаємо праворуч від точки $1'$ відрізок довжиною $1-P$, на другій дотичній праворуч від точки $2'$ – відрізок довжиною $2-P$, на третій дотичній – відрізок довжиною $3-P$ і т.д. Сполучивши одержані точки між собою, отримаємо криву $P'AB$ – евольвентний профіль зубця (рис. 3.2.7).

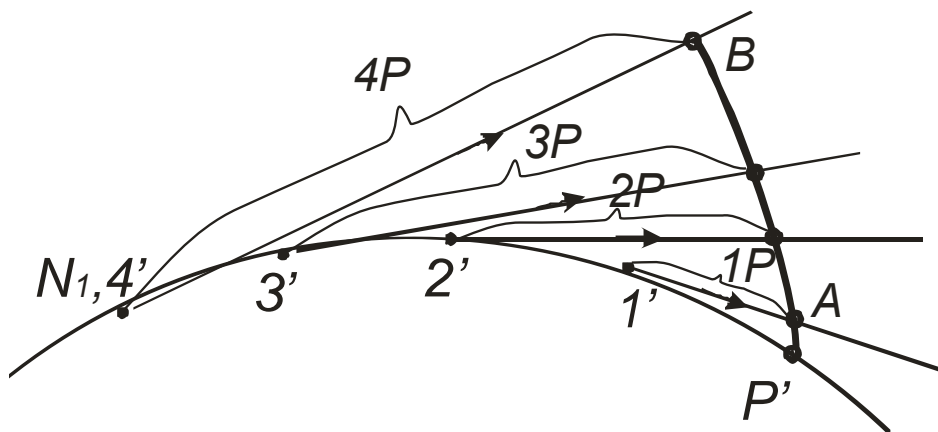


Рис. 3.2.7 – Побудова евольвентного профілю зубця

3.2.8. Визначимо профіль нижньої частини зубця. Радіус скруглення у основи зубця ρ_f проводиться у відповідності до одного з випадків (рис. 3.2.8):

- 1) $r_b > r_f$ (рис. 3.2.8, а);
- 2) $r_b < r_f$ (рис. 3.2.8, б);
- 3) $r_b = r_f$ (рис. 3.2.8, в).

Якщо $r_b > r_f$, то профіль зубця має неевольвентну частину, що добудовується по радіальній прямій – прямій, що сполучає точку C з центром обертання колеса O (пунктирна лінія на рисунку). А далі виконується скруглення радіусом ρ_f .

Очевидно, що у всіх трьох випадках нижня частина зубця має закінчуватися на колі радіусу r_f (колі западин).

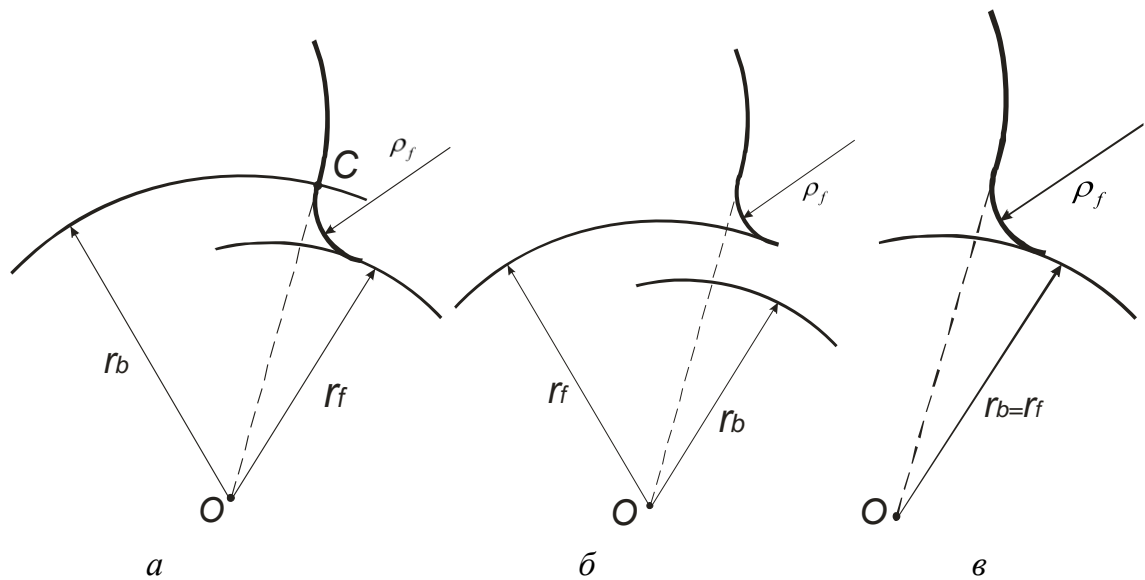


Рис. 3.2.8 – Визначення профілю нижньої частини зубця

3.2.9. Побудуємо повний профіль зубця. Від точки P по дузі ділильного кола r_1 відкладаємо товщину зубця S_1 і ділимо її навпіл. Через отриману точку розподілу проводимо вісь симетрії зубця (до центру колеса – точки O_1). Ліворуч від осі симетрії на колах усіх радіусів відкладаємо відстані, які дорівнюють відстаням праворуч від неї. У результаті одержимо повний профіль зубця (рис. 3.2.9).

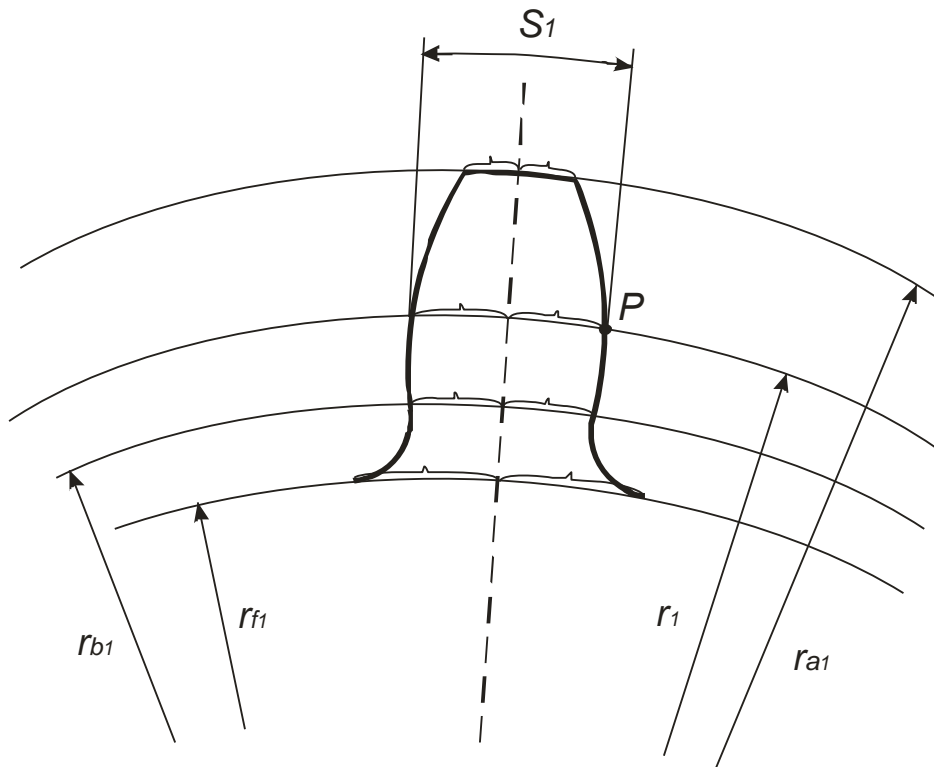


Рис.3.2.9 – Побудова профілю зубця

3.2.10. Після побудови повного профілю зубця будемо по трафарету ще два зубці на осях симетрії, які визначаються кутовим кроком τ_1 (рис. 3.2.10).

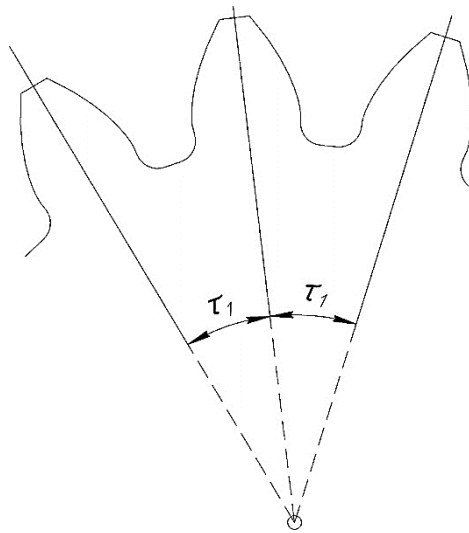


Рис. 3.2.10 – Пояснення до пункту 3.2.10

Аналогічним чином, керуючись пунктами 3.2.5 – 3.2.10, одержуємо профілі трьох зубців другого зубчастого колеса.

3.2.11. Визначимо активну частину лінії зачеплення – B_1B_2 . Ця лінія утворюється в результаті перетину зовнішніх кіл r_{a1} та r_{a2} з лінією N_1N_2 (рисунок 3.2.11).

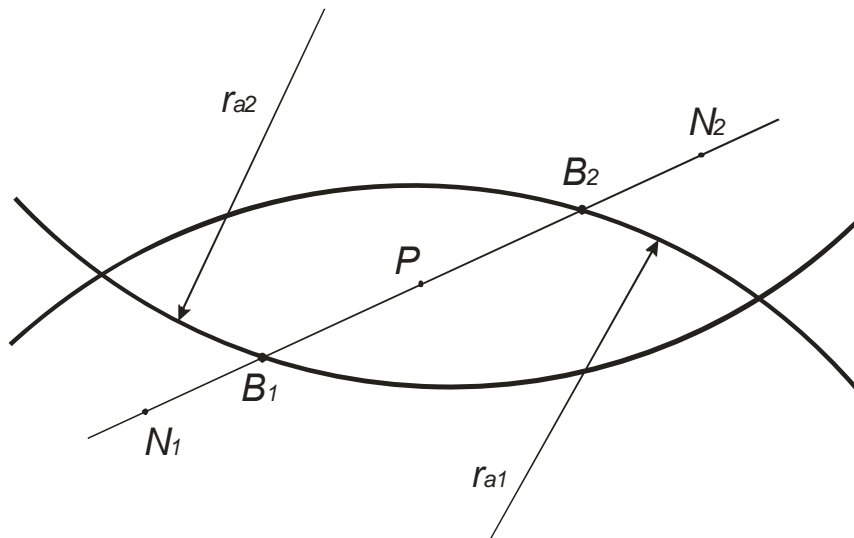


Рисунок 3.2.11 – Визначення активної частини лінії зачеплення (N_1N_2 – теоретична лінія зачеплення, B_1B_2 – активна частина лінії зачеплення)

3.2.12. Після виміру довжини B_1B_2 (з урахуванням масштабу), за формулою 3.1.16 перевіряємо коефіцієнт торцевого перекриття ε_α .

3.2.13. Визначимо робочий профіль зубця. Для цього з точки O_1 радіусом O_1B_1 проводимо дугу до перетину з евольвентою зубця першого зубчастого колеса – отримаємо точку b_1 . Відстань від точки b_1 (рис. 3.2.12) до вершини зубця і є робочим профілем зубця, тобто таким, що вступає у зачеплення. Аналогічно визначається робочий профіль зубця другого колеса. Покажемо робочі профілі зубців як заштриховані ділянки довільної ширини (рис. 3.2.12).

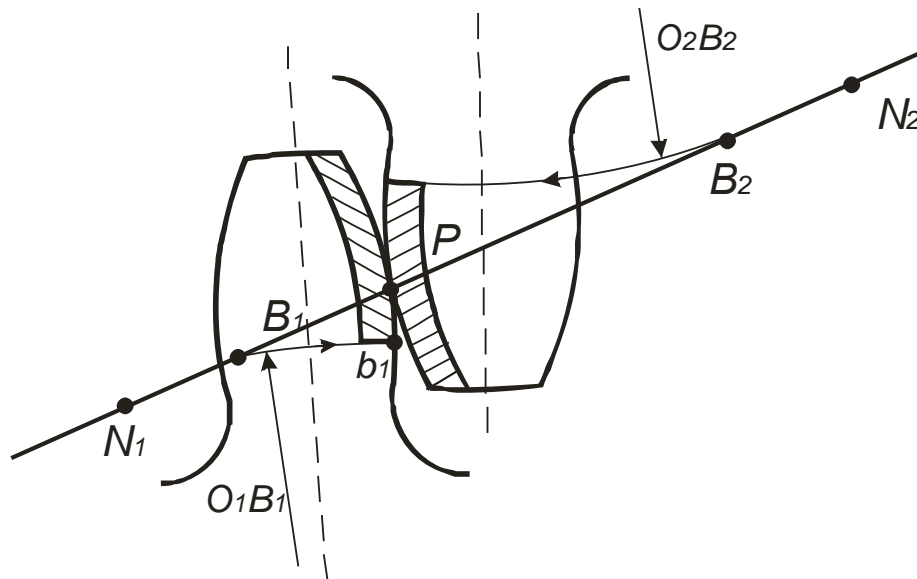


Рисунок 3.2.12 – Визначення робочих профілів зубців

Схема зубчастого зачеплення виконується на листі формату А3 (див. Додаток 6).

3.3 Побудова діаграми коефіцієнтів питомого ковзання (виконується за окремим завданням викладача).

Для кількісної оцінки умов спрацьовування спряжених профілів зубців евольвентних коліс вводиться поняття про відносне ковзання профілів.

Для геометричної інтерпретації зміни відносного ковзання будують діаграми (епюри) коефіцієнтів питомого ковзання $\lambda_1(x)$ та $\lambda_2(x)$ профілів зубців:

$$\lambda_1(x) = 1 + \frac{Z_1}{Z_2} \cdot \left(1 - \frac{N_1 N_2}{x} \right); \quad (3.3.1)$$

$$\lambda_2(x) = 1 + \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \left(\frac{x}{x - N_1 N_2} \right), \quad (3.3.2)$$

де x – відстань від полюса P до вибраної точки зачеплення, мм;

Z_1, Z_2 – кількість зубців першого та другого коліс відповідно;

$N_1 N_2$ – довжина теоретичної лінії зачеплення, мм.

Порядок побудови діаграми коефіцієнтів питомого ковзання:

3.3.1. Вибирається система координат xOy : вісь Ox проводиться паралельно до лінії $N_1 N_2$; вісь Oy проводиться через точку N_1 . Відстань $N_1 O$ вибирається довільно (рис. 3.3.1).

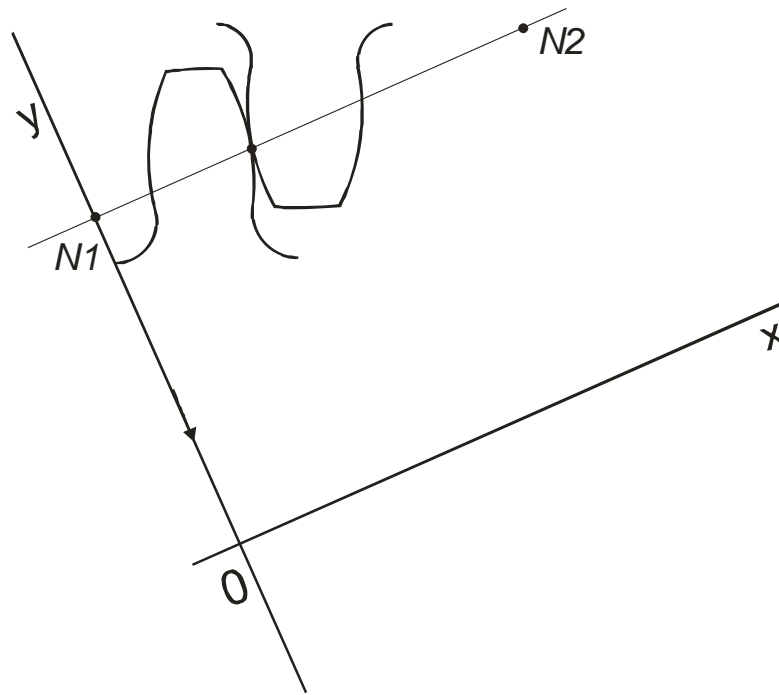


Рисунок 3.3.1 – Розташування осей Ox та Oy відносно теоретичної лінії зачеплення N_1N_2

3.3.2. У вибраній системі координат xOy будуються графіки функцій λ_1 та λ_2 . Характер залежностей має вигляд, зображений на рис. 3.3.2.

При побудові графіків слід мати на увазі:

- у точці a на графіку, яка відповідає полюсу зачеплення P , значення функцій λ_1 та λ_2 дорівнюють нулю;
- при $x=0$ $\lambda_1 \rightarrow \infty$, $\lambda_2=1$;
- при $x=N_1N_2$ $\lambda_1=1$, $\lambda_2 \rightarrow \infty$;
- визначення λ_1 та λ_2 в точках B_1 та B_2 з координатами $x=N_1B_1$ та $x=N_1B_2$ є обов'язковим. Відповідні числові значення λ_1 та λ_2 показують в точках c , d , f , g (рис.3.3.2).

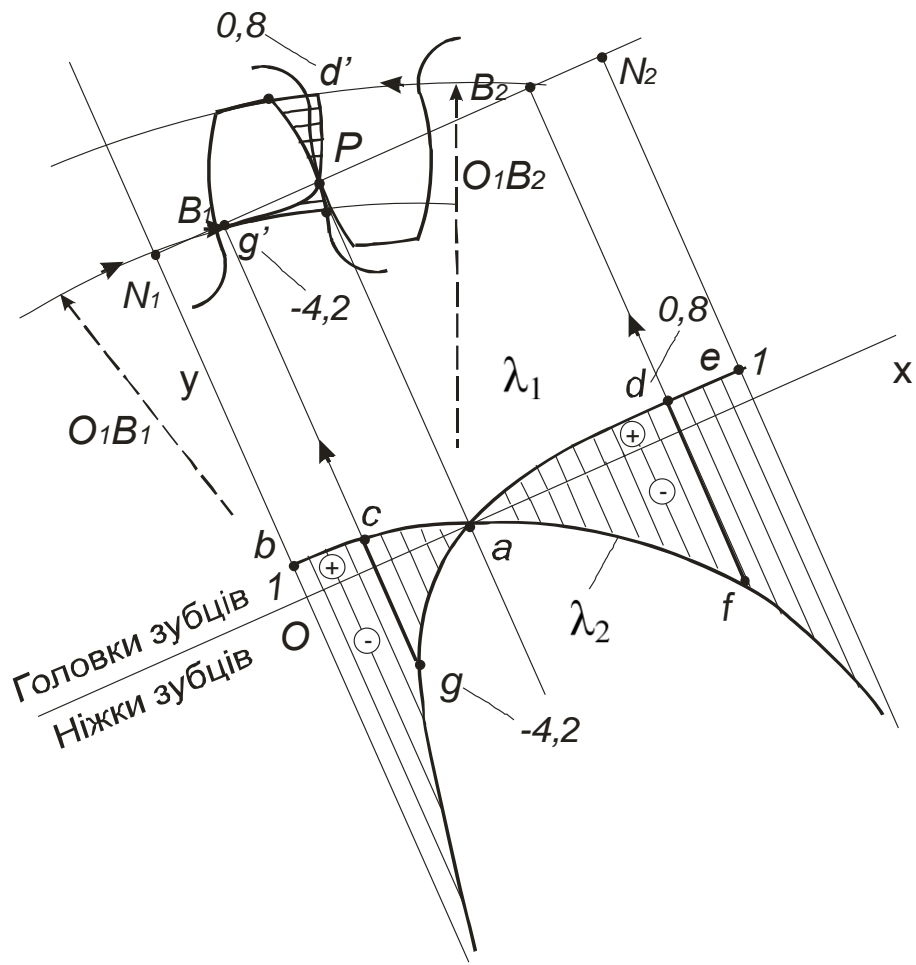


Рисунок 3.3.3 – Діаграми коефіцієнтів питомого ковзання

Схеми механізмів для виконання розрахунково-графічної роботи

Схема №1

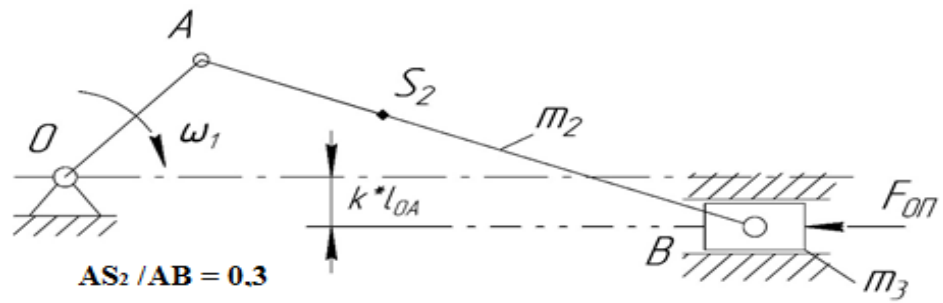


Схема №2

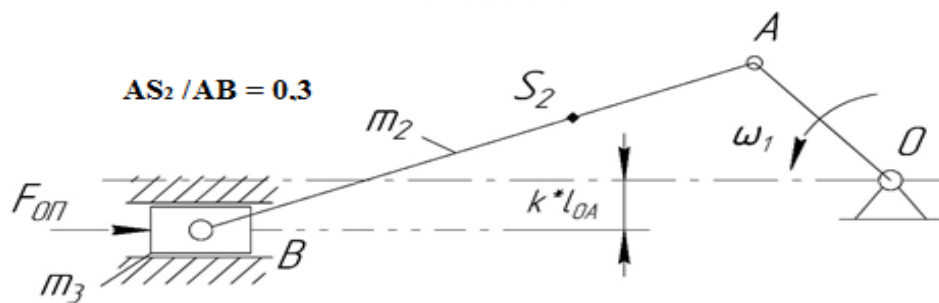


Схема №3

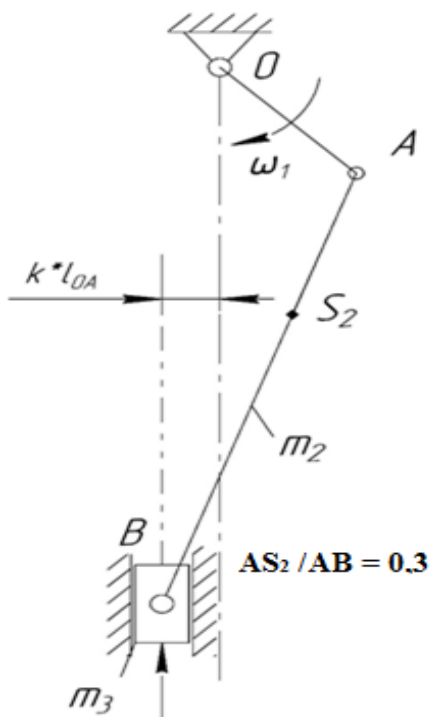
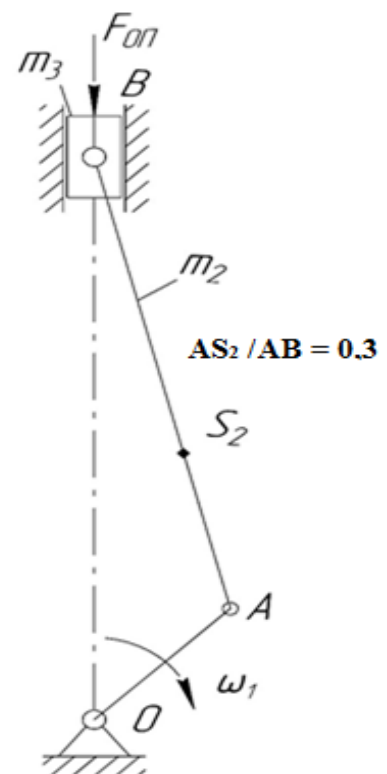


Схема №4



Вихідні дані для виконання розрахунково-графічної роботи

№з/п	№ схеми механізму	До кінематичного та динамічного аналізу механізму							До розрахунку зубчастого зачеплення		
		l_{O1A} , ММ	l_{AB} , ММ	ω_1 , рад/с	m_2 , кг	m_3 , кг	$F_{оп}$, Н	k	m , мм	Z_1	Z_2
1	Видається додатково	50	150	60	3,2	4,1	650	0,15	3,0	11	24
2		55	165	70	3,8	4,6	690	0,12	4,0	12	26
3		60	190	80	4,4	5,2	820	0,10	5,0	13	30
4		65	200	90	3,7	6,3	985	0,09	6,0	14	27
5		70	210	100	5,0	5,8	1000	0,10	8,0	15	30
6		75	220	110	2,9	4,4	1100	0,08	2,5	16	34
7		80	200	120	4,2	3,9	750	0,11	4,0	11	30
8		85	225	65	4,8	5,1	890	0,12	5,0	12	32
9		90	250	75	3,6	4,3	1200	0,13	3,0	13	26
10		95	275	85	2,7	4,7	680	0,14	8,0	14	31
11		100	290	95	3,4	5,3	790	0,10	3,5	15	22
12		65	210	50	3,0	5,0	610	0,12	4,5	16	28
13		50	170	70	3,0	4,0	500	0,10	2,25	11	26
14		55	185	78	3,5	4,5	690	0,12	2,75	12	28

15	Видається додатково	60	250	92	1,9	3,8	590	0,08	5,5	13	23
16		65	270	76	2,3	4,6	630	0,09	2,5	14	22
17		70	290	58	4,1	5,3	780	0,15	9,0	15	25
18		105	380	40	3,6	4,2	820	0,18	5,0	16	22
19		110	410	45	2,8	4,0	950	0,15	6,0	11	29
20		120	470	50	3,5	5,0	510	0,14	8,0	12	30
21		55	260	64	1,2	3,6	830	0,13	3,5	13	28
22		75	320	74	1,4	3,8	690	0,10	10	14	29
23		80	340	66	2,2	4,0	1100	0,12	2,5	15	28
24		60	300	56	2,6	4,2	1200	0,14	2,75	16	30
25		95	285	48	3,1	6,1	815	0,12	3,5	11	34
26		55	170	72	4,0	5,7	675	0,16	4,5	12	34
27		70	200	80	3,7	4,3	975	0,14	2,5	13	32
28		85	260	76	2,9	4,6	685	0,13	5,5	14	34
29		90	275	40	3,1	5,9	490	0,11	3,5	15	32
30	100	300	60	3,3	6,3	920	0,09	11	16	34	

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «ЧЕРНІГІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА»
НАВЧАЛЬНО-НАУКОВИЙ ІНСТИТУТ МЕХАНІЧНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ,
ТЕХНОЛОГІЙ ТА ТРАНСПОРТУ**

КАФЕДРА ЗВ та АПБК

РОЗРАХУНКОВО-ГРАФІЧНА РОБОТА

**з дисципліни:
Теорія механізмів і машин**

Варіант 23/3

Виконав:

студент групи:

.....

Перевірів:

(посада викладача)

.....

Чернігів 20__ р.

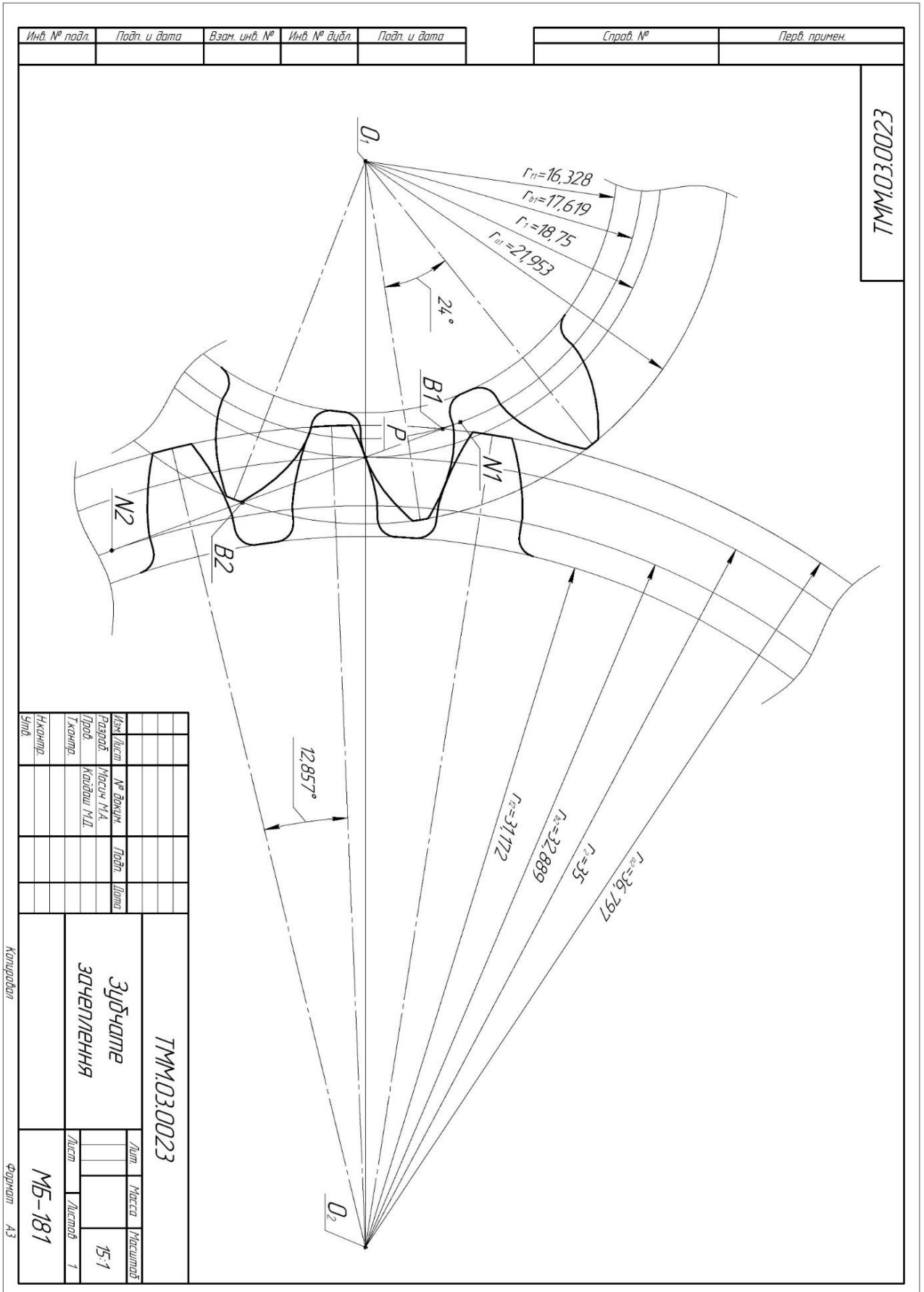
Орієнтовний перелік запитань до захисту розрахунково-графічної роботи з дисципліни «Теорія механізмів і машин»

1. Пояснити термін «важільний механізм». Приклади застосування плоских важільних механізмів.
2. Назвати та показати ланки важільного механізму та охарактеризувати їх рух.
3. Визначити ступінь рухомості плоского важільного механізму (формула Чебишева).
4. Пояснити порядок побудови плану положень механізму.
5. Пояснити порядок побудови планів швидкостей важільного механізму, визначення швидкостей центрів ваги та кутових швидкостей ланок.
6. Навести формули для розрахунку лінійних та кутових швидкостей ланок.
7. Пояснити порядок побудови планів прискорень важільного механізму, визначення кутового прискорення ланок.
8. Навести формули для розрахунку лінійних та кутових прискорень ланок механізму.
9. Пояснити, які сили діють на ланки механізму та як вони спрямовані.
10. Навести формули для розрахунку сил інерції, сил ваги, динамічного моменту та осьового моменту інерції ланок.
11. Пояснити, в чому є сутність кінетостатичного аналізу механізму.
12. Пояснити, які реакції виникають у кінематичних парах при кінетостатичному аналізі механізму і як їх визначити.
13. Пояснити, як складаються векторні рівняння для побудови силових багатокутників.
14. Пояснити, що таке зрівноважувальна сила і як вона визначається.
15. Зубчаста передача, приклади застосування. Основні геометричні параметри зубчастого зачеплення. Модуль зубчастого колеса. Крок по ділильному колу, діаметр ділильного кола.
16. Пояснити, що таке нульові та кориговані зубчасті колеса, коефіцієнт зміщення.
17. Показати на схемі зачеплення кут зачеплення, полюс зачеплення та теоретичну лінію зачеплення.
18. Показати на схемі зачеплення міжосьову відстань, радіальний зазор, кутові кроки та навести формули для їх визначення.
19. Пояснити, як і для чого визначається коефіцієнт товщини зубців на зовнішньому колі.
20. Пояснити, що характеризує коефіцієнт торцевого перекриття.
21. Пояснити, як визначається довжина активної частини лінії зачеплення.
22. Пояснити поняття «евольвента». Показати робочий профіль зубця.
23. Показати радіус скруглення профілю зубця, пояснити особливості формування контуру ніжки зубця.
24. Пояснити сутність явища підрізання профілю зубців та способи його уникнення.

Таблиця
для вибору коефіцієнтів X_1 , X_2 ($X_2 = -X_1$, $X_1 > 0$) для рівнозміщеного зовнішнього зчеплення з вирівняними
коефіцієнтами відносного ковзання

Z2	Коефіцієнт X_1 для $Z_1 = 11 \dots 22$											
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
17	-	-	-	-	-	-	0,000	-	-	-	-	-
18	-	-	-	-	-	0,060	0,032	0,000	-	-	-	-
19	-	-	-	-	0,124	0,094	0,060	0,030	0,000	-	-	-
20	-	-	-	0,182	0,159	0,120	0,086	0,056	0,027	0,000	-	-
21	-	-	0,241	0,220	0,181	0,144	0,110	0,080	0,052	0,025	0,000	-
22	-	0,300	0,283	0,239	0,201	0,165	0,131	0,101	0,073	0,047	0,023	0,000
23	0,358	0,343	0,299	0,256	0,219	0,183	0,149	0,119	0,092	0,067	0,043	0,021
24	0,400	0,350	0,313	0,271	0,235	0,199	0,165	0,136	0,109	0,085	0,062	0,041
25	0,400	0,350	0,326	0,285	0,248	0,213	0,180	0,151	0,125	0,101	0,079	0,058
26	0,400	0,350	0,337	0,297	0,260	0,226	0,191	0,168	0,138	0,115	0,094	0,073
27	0,400	0,350	0,347	0,308	0,271	0,238	0,205	0,178	0,152	0,128	0,107	0,087
28	0,400	0,350	0,356	0,318	0,281	0,249	0,216	0,189	0,163	0,140	0,119	0,100
29	0,400	0,350	0,364	0,327	0,291	0,258	0,226	0,199	0,173	0,150	0,130	0,111
30	0,400	0,350	0,372	0,335	0,300	0,266	0,235	0,208	0,183	0,160	0,140	0,122
31	0,400	0,350	0,379	0,343	0,308	0,274	0,243	0,216	0,192	0,170	0,150	0,132
32	0,400	0,350	0,385	0,350	0,315	0,282	0,251	0,224	0,200	0,178	0,159	0,141
34	0,400	0,350	0,390	0,363	0,329	0,296	0,265	0,238	0,215	0,194	0,175	0,158

	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
36	0,400	0,350	0,390	0,375	0,431	0,309	0,279	0,253	0,230	0,210	0,191	0,174
38	0,400	0,350	0,390	0,385	0,353	0,322	0,293	0,266	0,246	0,226	0,207	0,190
40	0,400	0,350	0,390	0,395	0,363	0,333	0,306	0,282	0,260	0,240	0,222	0,225
44	0,400	0,350	0,390	0,409	0,378	0,350	0,325	0,301	0,280	0,260	0,242	0,225
48	0,400	0,350	0,390	0,422	0,392	0,366	0,341	0,319	0,297	0,277	0,260	0,243
52	0,400	0,350	0,390	0,430	0,404	0,378	0,354	0,332	0,312	0,292	0,275	0,252
56	0,400	0,350	0,390	0,430	0,414	0,399	0,364	0,343	0,324	0,305	0,287	0,271
60	0,400	0,350	0,390	0,430	0,423	0,397	0,374	0,353	0,334	0,316	0,299	0,283
66	0,400	0,350	0,390	0,430	0,435	0,409	0,388	0,366	0,349	0,331	0,315	0,300
72	0,400	0,350	0,390	0,430	0,445	0,421	0,398	0,378	0,361	0,344	0,328	0,313
78	0,400	0,350	0,390	0,430	0,454	0,430	0,407	0,387	0,370	0,353	0,336	0,320
84	0,400	0,350	0,390	0,430	0,459	0,436	0,414	0,394	0,376	0,360	0,344	0,328
90	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,440	0,419	0,400	0,382	0,365	0,350	0,335
96	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,446	0,425	0,406	0,388	0,370	0,355	0,340
100	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,448	0,428	0,408	0,390	0,373	0,357	0,342
105	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,450	0,431	0,411	0,393	0,376	0,361	0,346
110	0,400	0,350	0,390	0,430	0,460	0,452	0,433	0,414	0,396	0,379	0,364	0,350



ТММ.03.0023

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дудл.	Подп. и дата
--------------	--------------	--------------	--------------	--------------

Справ. №	Перв. примен.
----------	---------------

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разработ.	Уткин М.А.			
Проб.	Кудаш М.Д.			
Техн.пр.				
Нормир.				
Учл.				

ТММ.03.0023		Лист	Масса	Масштаб
Зубчатые				
зацепленная				15:1
		Лист	Листов	1
		МБ-181		

Копиробил

Формат А3

Список рекомендованої літератури

1. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 639 с.
2. Кореняко О. С. Теорія механізмів і машин. – К.: Вища школа, 1987.– 208 с.
3. Кореняко О. С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – К.: Вища школа, 1978. – 330 с.
4. Фролов К. Ф. и др. Теория механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
5. Попов С. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. – М., 1986. – 295 с.

