

Міністерство освіти і науки України
Національний університет “Одеська політехніка”

Інститут цифрових технологій, дизайну та транспорту
Кафедра динаміки машин та механічної інженерії

С.С. Гутиря

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні вказівки для виконання курсових проектів
студентами першого (бакалаврського) рівня
денної і заочної форми навчання
спеціальностей:

131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування,
274 Автомобільний транспорт

ОДЕСА
Одеська політехніка, 2022

Міністерство освіти і науки України
Національний університет “Одеська політехніка”

Інститут цифрових технологій, дизайну та транспорту
Кафедра динаміки машин та механічної інженерії

С.С. Гутиря

ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН

Методичні вказівки для виконання курсових проектів
студентами першого (бакалаврського) рівня
денної і заочної форми навчання
спеціальностей

131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування,
274 Автомобільний транспорт

Затверджено
на засіданні кафедри
динаміки машин
та механічної інженерії
Протокол №1 від 19.01.2022

ОДЕСА
Одеська політехніка, 2022

Теорія механізмів і машин. Методичні вказівки для виконання курсових проектів для студентів першого (бакалаврського) рівня денної та заочної форми навчання спеціальностей: 131 Прикладна механіка, 133 Галузеве машинобудування, 274 Автомобільний транспорт / Укладач: С.С. Гутиря. Одеса: Одеська політехніка, 2022. – 179 с.

Укладач: С.С. Гутиря

Зміст

Передмова	4
1. Зміст курсового проекту	6
1.1. Визначення моменту інерції додаткових махових мас.....	6
1.2. Силовий аналіз важільного механізму.....	7
1.3. Синтез зубчастих механізмів.....	8
1.4. Синтез кулачкового механізму.....	9
2. Оформлення курсового проекту	10
3. Пояснення до проектування	11
3.1. Визначення моменту інерції додаткових махових мас (аркуш 1).....	11
3.2. Силовий аналіз важільного механізму (аркуш 2).....	21
3.3. Синтез зубчастих механізмів (аркуш 3).....	25
3.4. Синтез кулачкового механізму (аркуш 4).....	38
4. Елементи наукового дослідження при проектуванні	43
4.1. Математичні моделі й оптимізація.....	44
4.2. Індикаторні діаграми та їх застосування.....	49
4.3. Узгодження руху виконавчих механізмів в машинах циклічної дії.....	56
4.4. Компонування системи виконавчих механізмів.....	60
5. Запитання для самостійного готування до захисту	71
Список літератури	76
Додаток А. Завдання для проектування	78
Додаток Б. Приклад комп'ютерного оформлення графічної частини проекту	136
Додаток В. Приклади оформлення фрагментів розрахунково-пояснювальної записки	145
Додаток Д. Блокуючі контури циліндричних евольвентних зубчастих передач зовнішнього зачеплення	159
Додаток Е. Таблиці значень евольвентної функції	172

Передмова

Мета курсового проектування – придбання практичних навичок використання загальних методів проектування і дослідження механізмів для створення сучасних машин з оптимальними показниками, що задовольняють різноманітні вимоги та умови споживачів і виробників.

Для виконання проекту необхідні знання базових дисциплін (фізики, математики, теоретичної механіки), а також знання, отримані при вивченні курсу "ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН" на лекційних, практичних і лабораторних заняттях, під час самостійної роботи з літературними джерелами [1, 2 та ін.].

Напрямок курсових проектів – проектування і дослідження найбільш розповсюджених в техніці механізмів циклової дії, що входять до складу сучасних технологічних, транспортних і енергетичних машин, включаючи елементи їх оптимізації за критеріями якості функціонування [16, 18, 23].

Чільне місце приділено аналізу і синтезу найбільш поширених кінематичних схем планетарних механізмів, які, завдяки ефекту багатопоточності та застосуванню внутрішнього зачеплення, відрізняються мінімальними масою і габаритами [20].

У даному навчальному посібнику пропонується 16 завдань (додаток А), кожне з яких містить 60 варіантів числових значень вхідних параметрів: по 5 варіантів розмірів важільних механізмів, для кожного з котрих наведено 12 підваріантів параметрів зубчастих і кулачкових механізмів. Тему і варіант завдання, що підлягає виконанню, призначає викладач – керівник курсового проектування. При цьому уточнюється обсяг кожного розділу курсового проекту згідно з робочими програмами курсу для конкретної навчальної спеціальності.

Даний посібник відзначається стислим, узгодженим і послідовним викладенням навчального матеріалу відповідно до типового плану виконання курсового проекту. Поряд з графічними та графоаналітичними методами проектування, які відрізняються високою наочністю і простотою застосування, вказано на доцільність розв’язання певних задач аналітичними методами і програмними засобами сучасних ПК. Це дозволяє не тільки автоматизувати перевірку правильності проміжних і кінцевих результатів проектування, але й здійснювати

багатоваріантні розрахунки з елементами оптимізації та наукових досліджень [13, 14, 18, 21 та ін.].

Наявність у посібнику низки прикладів виконання і оформлення окремих етапів проектування забезпечує необхідні умови для самостійної роботи студентів денної та заочної форм навчання.

Наведено необхідні довідкові дані для розв'язування запропонованих завдань, а також стислі пояснення щодо певних особливостей функціонування і управління механізмами в машинах циклічної дії, приклади обґрунтування напрямків та застосування елементів наукових досліджень в курсовому проектуванні.

1. Зміст курсового проекту

Курсовий проект складається з чотирьох основних розділів, кожен з яких включає декілька підрозділів, необхідність виконання яких визначається керівником проектування.

Типовий зміст проекту є наступним:

1.1. Визначення моменту інерції додаткових махових мас

1.1.1. Визначення відсутніх геометричних розмірів ланок важільного механізму.

1.1.2. Виконання структурного аналізу важільного механізму.

1.1.3. Побудова планів положень важільного механізму для 12 – ти положень вхідної ланки і відповідних їм планів швидкостей.

1.1.4. Побудова графіка зведених до вхідної ланки моментів сил рушійних і опору в залежності від кута повороту ланки зведення для одного робочого циклу сталого руху. Для технологічних машин графік зведеного моменту сил опору будують з урахуванням заданої діаграми сил виробничого опору, зведений момент рушійних сил приймається постійним. Графік зведеного рушійного моменту для механізмів двигунів внутрішнього згоряння будують відповідно до заданої індикаторної діаграми, в цьому випадку зведений момент сил опору приймається постійним.

1.1.5. Побудова графіків робіт сил рушійних і сил опору.

1.1.6. Побудова графіка зміни кінетичної енергії важільного механізму.

1.1.7. Побудова графіка зведеного до вхідної ланки моменту інерції механізму в залежності від кута повороту ланки зведення для кінематичного циклу сталого руху.

1.1.8. Побудова діаграми "енергія – маса", так званої діаграми Віттенбауера.

1.1.9. Визначення моменту інерції додаткових махових мас, що забезпечують обертання ланки зведення з заданим коефіцієнтом нерівномірності руху.

1.1.10. Визначення розмірів маховика, встановленого на одному з валів привода важільного механізму.

1.1.11. Визначення дійсних значень кутової швидкості і кутового пришвидшення ланки зведення (вхідної ланки) після установки на

одному з валів привода важільного механізму маховика і побудова їхніх діаграм для одного кінематичного циклу сталого руху.

1.1.12. Вибір приводного електродвигуна й оцінка впливу його характеристики на нерівномірність руху вхідної ланки в період робочого циклу сталого руху (для технологічних машин).

1.1.13. Обчислення величин, зазначених у п.п. 1.1.1...1.1.12, за допомогою програми для ПК "Динаміка механізмів", розробленої на кафедрі теоретичної механіки і машинознавства.

1.1.14. Аналіз результатів, отриманих на базі графічних побудов і аналітичним методом з використанням ПК.

1.2. Силевий аналіз важільного механізму

1.2.1. Визначення двох положень механізму, у яких діють найбільші і найменші сили опору (для технологічних машин) і рушійні сили (для двигунів внутрішнього згорання).

1.2.2. Побудова для означених положень планів механізму, планів швидкостей і пришвидшень з урахуванням дійсних значень кутової швидкості і кутового пришвидшення вхідної ланки. Визначення пришвидшень центрів мас і кутових пришвидшень рухливих ланок.

1.2.3. Визначення інерційних навантажень ланок.

1.2.4. Зображення в масштабі структурних груп з нанесенням векторів сил і моментів сил, прикладених до ланок.

1.2.5. Визначення методом планів сил реакцій у всіх кінематичних парах механізму для означених у п. 1.2.1. двох положень механізму.

1.2.6. Визначення зрівноважуючого моменту, прикладеного до вхідної ланки, методом планів сил і методом "важеля" М.Є. Жуковського.

1.2.7. Визначення кутів тиску в кінематичних парах.

1.2.8. Визначення результуючих навантажень, прикладених до нерухомої ланки (стояка).

1.2.9. Обчислення реакцій у всіх кінематичних парах і зрівноважуючого моменту для всіх положень механізму в межах робочого циклу сталого руху за допомогою програми "Кінетостатика", використовуючи ПК. Побудова годографів реакцій у кінематичних парах.

1.2.10. Аналіз результатів графічних побудов і аналітичних обчислень з використанням ПК.

1.2.11. Визначення реакцій у кінематичних парах (графічно для одного з двох обраних положень і аналітично з використанням ПК – для всіх положень механізму) з урахуванням сил тертя в кінематичних парах.

1.2.12. Обчислення миттєвих і циклових ККД і побудова їхніх діаграм у межах циклу сталого руху.

1.2.13. Дослідження впливу втрат на тертя в кінематичних парах на нерівномірність руху ланки зведення (вхідної ланки).

1.3. Синтез зубчастих механізмів

1.3.1. Визначення чисел зубців коліс і кількості сателітів планетарного механізму заданої схеми за передаточним відношенням з урахуванням умов складання, співвісності і сусідства, прийнявши, що $z_{\min} \geq 15$ і колеса нарізані без зміщення інструмента (коефіцієнт зміщення $x = 0$). Допускається відхилення від заданого значення передаточного відношення в межах 5 %.

1.3.2. Розрахунок діаметрів початкових кіл коліс планетарного механізму і зображення його схеми в двох проекціях.

1.3.3. Геометричний синтез зовнішнього евольвентного зачеплення прямозубих коліс з нерухомими осями, нарізаних стандартною інструментальною рейкою модуля m . При цьому вибір коефіцієнтів зміщення виконується з використанням блокуючих контурів (додаток) з метою найбільш повного забезпечення умов, що вимагають вихідні дані (відсутність підрізання ніжок зубців, значення коефіцієнта торцевого перекриття $\mathcal{E}_\alpha \geq 1,2$, значення товщини зубців на вершині $s_\alpha \geq 0,25m$, максимальна контактна або згинальна міцність зубців, "вписування" в задану міжосьову відстань a_w , обмеження та рівність коефіцієнтів питомого ковзання для зубців шестерні і колеса, тощо).

1.3.4. Побудова схеми евольвентного зачеплення з зображенням характерних кіл (початкових, ділільних, основних, вершин і западин).

1.3.5. Побудова графіків і дослідження зміни коефіцієнтів ковзання і питомого тиску зубців в межах лінії зачеплення.

1.3.6. Розрахунки усіх параметрів, зазначених у п.п. 1.3.1...1.3.5, за допомогою програми "Зубчасті передачі" з використанням ПК, порівняння і аналіз результатів обчислень.

1.4. Синтез кулачкового механізму

1.4.1. Побудова графіків аналога швидкості і переміщення вихідної ланки в залежності від кута повороту кулачка методом графічного інтегрування заданого закону зміни аналога пришвидження вихідної ланки кулачкового механізму. Визначення масштабів графічних побудов.

1.4.2. Визначення мінімального радіуса кулачкової шайби з урахуванням допустимого кута тиску (в механізмах з роликовим штовхачем) або умови опуклості профілю кулачка (для механізмів з плоским штовхачем).

1.4.3. Побудова профілю кулачка за отриманим законом руху вихідної ланки. Для механізмів, в яких штовхач обладнаний роликом, необхідно спочатку побудувати центровий профіль кулачка і визначити радіус ролика; для механізмів з тарілчастим штовхачем – визначити радіус тарілки.

1.4.4. Побудова профілю замикаючого кулачка для дводискових геометрично замкнутих кулачкових механізмів, яку виконують за умовою забезпечення сталості відстані між центрами роликів, установлених на штовхачі.

1.4.5. Визначення жорсткості замикаючої пружини для механізмів із силовим замиканням за умови, що найбільша сила пружини в 1,5...2 рази перевищує найбільшу силу інерції штовхача в той період руху, коли можливий розрив його контакту з поверхнею кулачка. Попередній натяг пружини складає 20...40% найбільшого значення сили інерції.

1.4.6. Побудова графіка зміни кута тиску в вищій кінематичній парі в залежності від кута повороту кулачка.

1.4.7. Проектування профілю кулачка аналітичним методом з використанням ПК за допомогою програми "Кулачок", порівняння і аналіз результатів синтезу графічним і аналітичним методами.

2. Оформлення курсового проекту

Курсовий проект складається з розрахунково-пояснювальної записки і графічних побудов. Графічні побудови до кожного розділу проекту виконують олівцем або комп'ютерними засобами на окремих аркушах формату А1 або А4 з дотриманням усіх вимог стандарту ЄСКД. На кресленнях обов'язково зберігають всі допоміжні побудови, роблять відповідні пояснювальні написи і проставляють прийняті масштаби (масштабні коефіцієнти). Кожен аркуш проекту повинен мати відповідний кутовий штамп (додаток Б).

Пояснювальну записку виконують згідно з вимогами стандарту до текстових документів: текст друкований або рукописний на папері формату А4 з полями ліворуч, зверху і знизу – 25 мм, праворуч – 10 мм. Усі сторінки нумерують наскрізь. Записка повинна мати титульний аркуш, зміст, завдання і його план-графік виконання, видані кафедрою, стислий і чіткий виклад всіх етапів розрахунків і графічних побудов до кожного розділу проекту, короткі пояснення до розв'язків і розрахунків, а наприкінці список використаної літератури. Записку зшиває і підписує автор проекту на титульному аркуші. Усі необхідні для розрахунків рівняння і формули наводять у загальному вигляді, потім підставляють числові значення і наводять кінцевий результат (з обов'язковою вказівкою одиниці виміру певної фізичної величини). Для багаторазово повторюваних обчислень записують розрахункову формулу та один приклад числового обчислення, інші результати представляють в табличній формі (додаток В).

Виконаний курсовий проект (аркуші креслень і пояснювальну записку обсягом 25...30 с.) перевіряє і затверджує викладач – керівник проектування, після чого проводять публічний захист згідно з графіком, затвердженим деканатом. На захисті необхідно показати ясно і чітко розуміння змісту виконаних розрахунків і графічних побудов, продемонструвати знання загальних методів дослідження і проектування сучасних механізмів і машин, при необхідності довести правильність отриманих результатів. Для самопідготовки до захисту студентам рекомендовано використовувати наведений в посібнику перелік контрольних запитань (див. розділ 5). За результатами захисту перед комісією у складі викладачів кафедри студент отримує диференційовану оцінку.

3. Пояснення до проектування

3.1. Визначення моменту інерції додаткових махових мас (аркуш 1)

3.1.1. Визначення відсутніх довжин ланок виконують аналітичним або графічним методом виходячи з аналізу вихідних даних.

Для виконання побудов планів положень механізмів вибирають масштабний коефіцієнт довжин, м/мм, за формулою

$$\mu_l = l_1 / L_1,$$

де l_1 – довжина 1 -ої ланки в м; L_1 – відрізок, що зображує цю ланку на кресленні, мм.

Рекомендовано значення масштабів усіх графічних побудов вибирати стандартними, тобто кратними тільки множникам 2 і 5 у степені, рівної будь-якому цілому додатному або від'ємному числу.

Невідомі довжини кривошипа O_2A і обертової куліси O_3B механізму поперек-стругального верстата (завдання 1) дорівнюють

$$l_{OA} = l_{OB} / \cos[180^\circ / (K_v + 1)]; \quad l_{O_2A} = l_{O_2O_3} / \cos[180^\circ / (K_v + 1)], \\ l_{O_3B} = 0,5H.$$

Для механізмів довбального і поперек-стругального верстатів (завдання 2, 3 і 4) невідомі довжини кривошипа O_2A і хитної куліси O_3B визначаються як

$$l_{O_2A} = l_{O_2O_3} \sin \theta; \quad l_{O_3B} = 0,5H / \sin \theta = 0,5H \cdot l_{O_2O_3} / l_{O_2A},$$

де $\theta = 90^\circ (K_v - 1) / (K_v + 1)$ – половина кута хитання куліси.

Параметри K_v , H і $l_{O_2O_3}$ для завдань 1, 2, 3 і 4 є вхідними даними.

Для кривошипно-повзунного механізму (завдання 8) за заданими ексцентриситетом e , ходом повзуна (поршня двигуна внутрішнього згоряння) H і коефіцієнтом зміни середньої швидкості поршня K_v визначають невідомі значення довжин кривошипа OA і шатуна AB за наступними залежностями:

$$l_{OA} = 0,5 \sqrt{H \left[H - \frac{2e}{\sin \theta} (1 - \cos \theta) \right]};$$

$$l_{AB} = 0,5 \sqrt{H \left[H + \frac{2e}{\sin \theta} (1 + \cos \theta) \right]},$$

$$\text{де } \theta = 360^0 (K_v - 1) / (K_v + 1).$$

3.1.2. Виконання структурного аналізу плоского важільного механізму починають з визначення його ступеня рухливості W за формулою Чебишева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

де n – кількість рухливих ланок механізму, p_5 і p_4 – кількості кінематичних пар п'ятого та четвертого класу відповідно.

Потім виділяють з механізму структурні групи, що аналізують з використанням класифікації Ассура – Артоболевського і встановлюють клас заданого важільного механізму.

3.1.3. У лівій верхній частині креслення будують плани положень механізму для 12-ти положень вхідної ланки (кривошипа OA) у межах його одного оберту (див. додаток Б, арк. 1.1). За початкове (нульове) приймають таке положення, що відповідає одному з крайніх положень вихідної ланки. Обов'язковим є побудова тих положень механізму, у яких вихідні ланки займають характерні положення відповідно до заданих діаграм сил корисного опору (для технологічних машин) або рушійних сил (для механізмів двигунів). Характерними є ті положення, у яких діаграми сил мають стрибки, злами, екстремуми та інші, яскраво виражені зміни. У випадку плавної зміни цих діаграм сил можливе використання рівновіддалених положень вхідної ланки. Одне проміжне (не крайнє) положення вирізняють лініями збільшеної товщини.

Для всіх зображених планів положень механізму будують реальні або повернені на 90^0 плани швидкостей у довільному масштабі у відповідності до векторних рівнянь, складених для лінійних швидкостей окремих точок рухливих ланок механізму. При цьому довжину відрізка,

що зображує швидкість точки A вхідної ланки, рекомендовано приймати рівною $p_v a = 40 \dots 80$ мм. Можлива побудова планів швидкостей окремо для кожного положення ланок механізму або угруповання їх навколо одного або декількох полюсів (див. додаток Б, арк. 1.2).

У пояснювальній записці наводять залежності (векторні і скалярні) для визначення лінійних швидкостей характерних точок ланок (центрів шарнірів, точок прикладання виробничих сил, центрів мас) і кутових швидкостей ланок механізму.

3.1.4. Вхідна ланка (кривошип OA) важільного механізму приймається як ланка зведення. Зведений момент сил представляють у вигляді пари сил з плечем $l_1 = l_{OA}$, тобто

$$M_{зв} = F_{зв} \cdot l_{OA} ,$$

де $F_{зв}$ – зведена сила, прикладена в точках O і A кривошипа OA і спрямована перпендикулярно до нього.

Значення цієї сили знаходять з умови рівності її зрівноважуючій силі $F_{зр}$, яку визначають з рівняння рівноваги “важеля” Жуковського (поверненого на 90^0 плану швидкостей) під дією зовнішніх виробничих сил і сил ваги ланок, прикладених у відповідних точках

$$F_{зв} = -F_{зр} = \sum F_i h_i / (p_v a) ,$$

де F_i – перераховані вище зовнішні сили, Н; h_i – плечі цих сил відносно полюса p_v , мм; $p_v a$ – довжина відрізка, що зображує швидкість точки A , мм.

У випадку використання не повернених планів швидкостей усі зазначені сили необхідно повернути на 90^0 (у будь-якому, але однаковому для всіх сил напрямі), потім прикласти у відповідні точки плану швидкостей.

З метою покращання умов наочності при порівнянні законів зміни зведених моментів сил опору $M_{зв}^o$ та сил рушійних $M_{зв}^p$ і зручності побудови їх графіків значення зведених моментів сил опору умовно вважають додатними (відомо, що в дійсності робота сил опору і знайдені з її допомогою значення зведених моментів є від’ємними величинами). Тому при обчисленні моментів сил на “важелі” Жуковського додатним обирають напрям моменту сили виробничого

опору для механізмів технологічних машин і напрям моменту сили тиску газів у період робочого ходу для механізмів двигунів внутрішнього згоряння (див. додаток Б, арк. 1.3).

Для технологічних машин зведений момент опору $M_{зв}^o$ для різних положень механізму обчислюють в залежності від сил опору, отриманих із заданої діаграми сил виробничого опору. Зведений момент рушійних сил $M_{зв}^p$ приймають сталим ($M_{зв}^p = \text{const}$).

Зведений рушійний момент $M_{зв}^p$ для механізмів двигунів внутрішнього згоряння визначають в залежності від сил тиску у циліндрах, отриманих за заданими індикаторними діаграмами. В цьому випадку зведений момент сил опору $M_{зв}^o$ приймають сталим ($M_{зв}^o = \text{const}$). Необхідно врахувати, що тривалість робочого циклу двотактних двигунів визначається одним обертом колінчастого вала (кривошипа OA), у чотиритактних – двома обертами, тобто кут повороту кривошипа за робочий цикл машини у першому випадку дорівнює $\varphi_{1\Sigma} = 2\pi$, у другому – $\varphi_{1\Sigma} = 4\pi$.

У пояснювальній записці наводять докладний опис обчислення значення зведеного моменту сил для виділеного положення механізму. Для інших положень механізму розрахунки значень зведеного моменту сил зводять до таблиці. За отриманими значеннями зведеного моменту сил будують в масштабі його графік зміни в залежності від кута повороту ланки зведення в межах циклу роботи механізму. Масштаби побудови відповідно дорівнюють

для осі ординат – μ_M , Н·м/мм,

для осі абсцис – $\mu_\varphi = \varphi_{1\Sigma}/L_1$, 1/мм,

де L_1 – довжина відрізка осі абсцис, що зображує кут повороту кривошипа $\varphi_{1\Sigma}$, рад, за цикл роботи механізму.

3.1.5. Графічно проінтегрувавши отриманий графік зведеного моменту сил, будують графік робіт сил опору A_o для механізмів технологічних машин і робіт рушійних сил A_p для двигунів (див. додаток Б, арк. 1.3). Для побудови графіка робіт A_p (для технологічних машин) і A_o (для двигунів) з'єднують прямою лінією початкову і кінцеву точки раніше побудованого графіка робіт. Така побудова впливає з прийнятого припущення про сталість відповідного зведеного моменту сил ($M_{зв} = \text{const}$) і умови рівності значень робіт рушійних сил і сил опору ($A_p = A_o$) за повний робочий цикл сталого руху.

Масштаб отриманих графіків робіт, Н·м/мм, дорівнює

$$\mu_A = \mu_M \cdot \mu_\varphi \cdot L_M,$$

де L_M – полюсна відстань, мм, обрана при графічному інтегруванні.

Після побудови графіків робіт A_o і A_p визначають величину сталого зведеного моменту сил методом графічного диференціювання відповідного графіка робіт.

3.1.6. Графік зміни кінетичної енергії важільного механізму будують шляхом графічного віднімання ординат графіків A_p і A_o , тобто

$$\Delta E(\varphi_1) = A_p(\varphi_1) - A_o(\varphi_1).$$

Якщо отримані в такий спосіб ординати в достатній мірі віддзеркалюють зміну кінетичної енергії і їхнє максимальне значення не виходить за межі відведеного для цього графіка ділянки креслення, то масштаб отриманого графіка буде дорівнювати масштабів графіків робіт ($\mu_E = \mu_A$) (див. додаток Б, арк. 1.3). У випадку невиконання першої з цих умов необхідно збільшити, а при невиконанні другої – зменшити відповідним чином отримані ординати. Цю зміну потрібно врахувати при визначенні масштабу побудованого в такий спосіб графіка зміни кінетичної енергії механізму, тобто в цьому випадку $\mu_E = \mu_A/k$, де k – коефіцієнт зміни масштабу (при зменшенні $k < 1$).

3.1.7. Для кожного положення механізму значення зведеного до вхідної ланки моменту інерції важільного механізму обчислюють за формулою

$$I_{зв} = \sum_{i=1}^n \left[m_i (v_{si}/\omega_1)^2 + I_{si} (\omega_i/\omega_1)^2 \right],$$

де n – кількість рухливих ланок важільного механізму; m_i – маса i -тої ланки; v_{si} – лінійна швидкість центра мас i -тої ланки; I_{si} – момент інерції i -тої ланки відносно осі, що проходить через його центр мас S_i перпендикулярно до площини обертання ланки; ω_i – кутова швидкість i -тої ланки; ω_1 – кутова швидкість ланки зведення, тобто ланки 1. При цьому відношення швидкостей визначають з використанням

побудованих планів швидкостей. Наприклад, для ланки 2 довжиною l_{AB} маємо

$$\omega_2/\omega_1 = [(ab)/(p_v a)] \cdot (l_{OA}/l_{AB}) ;$$

$$v_{s2}/\omega_1 = [(p_v s_2)/(p_v a)] \cdot l_{OA} ,$$

де $(p_v a)$, $(p_v s_2)$, (ab) – відрізки планів швидкостей, мм; l_{OA} і l_{AB} – довжини ланок OA і AB , м.

При побудові графіка зміни зведеного моменту інерції в залежності від кута φ_1 повороту кривошипа OA вісь ординат зручно розташовувати горизонтально, тобто будувати графік поверненим на 90° (див. додаток Б, арк. 1.3). Масштаб графіка по осі ординат μ_I , $\text{кг} \cdot \text{м}^2/\text{мм}$.

3.1.8 Діаграму "енергія – маса" (діаграму Віттенбауера) $\Delta E(I_{зв})$ будують шляхом графічного виключення параметра φ_1 (кута повороту кривошипа OA) із графіків зміни кінетичної енергії механізму $\Delta E(\varphi_1)$ і зведеного моменту інерції $I_{зв}(\varphi_1)$, тобто в цій діаграмі вісь ординат – це вісь ΔE , а вісь абсцис – $I_{зв}$ (див. додаток Б, арк. 1.3).

3.1.9. Для визначення моменту інерції додаткових махових мас, що забезпечують нерівномірність обертання вхідної ланки з заданим значенням коефіцієнта δ , необхідно провести дотичні до діаграми "енергія – маса" під кутами ψ_{\max} (зверху) і ψ_{\min} (знизу) (кути відраховують від додатного напрямку осі абсцис – осі зведеного моменту інерції $I_{зв}$ в напрямі протилежному напрямку обертання годинникової стрілки). Значення кутів визначають з використанням наступних залежностей:

$$\text{tg}\psi_{\max} = 0,5\mu_I \omega_1^2 (1 + 0,5\delta)^2 / \mu_E ,$$

$$\text{tg}\psi_{\min} = 0,5\mu_I \omega_1^2 (1 - 0,5\delta)^2 / \mu_E .$$

Шуканий момент інерції махових мас, зведений до вала кривошипа OA , $\text{кг} \cdot \text{м}^2$, дорівнює

$$I_{зв} = (kl)\mu_E / (\delta \cdot \omega_1^2),$$

де (kl) – відрізок осі ординат діаграми "енергія – маса", мм, обмежений її точками перетину з проведеними дотичними.

При близьких до 90° значеннях кутів ψ_{\max} і ψ_{\min} , коли неможливо одержати точки перетину дотичних з віссю ординат у межах креслення, значення моменту інерції махових мас обчислюють за залежністю

$$I_{01} = \mu_E (y_1 - y_2) / (\delta \cdot \omega_1^2) + 0,5 \mu_I [x_2 (1 - 0,5\delta)^2 - x_1 (1 + 0,5\delta)^2] / \delta,$$

де x_1 і y_1 – абсциса й ордината точки дотику верхньої дотичної до діаграми "енергія – маса"; x_2 і y_2 – відповідні координати нижньої точки дотику (значення координат у міліметрах підставляють зі своїми знаками).

Для механізмів двигунів (завдання 8, 9, 11, 12 і 13) отримане значення моменту інерції I_{01} дозволяє визначити геометричні розміри додаткової деталі – маховика, що установлюють на валу кривошипа і забезпечує його обертання з заданим коефіцієнтом нерівномірності руху δ . Для механізмів технологічних машин (завдання 1...7, 10, 14...16) момент інерції маховика визначають з врахуванням зведеного до вала двигуна моменту інерції $I_{\text{дв}}$ обертових деталей двигуна і зубчастого редуктора, тобто

$$I_M = I_{01} - I_{\text{дв}} (n_{\text{дв}}/n_1)^2.$$

У випадку, коли $I_{01} \leq I_{\text{дв}} (n_{\text{дв}}/n_1)^2$ необхідність в маховику відпадає і для подальшого дослідження закону руху ланки зведення приймають

$$I_{01} = I_{\text{дв}} (n_{\text{дв}}/n_1)^2.$$

3.1.10. Перед визначенням розмірів маховика необхідно вибрати його форму, наприклад, масивний круглий обід прямокутного поперечного перерізу ($b \times h$, b – ширина, h – товщина перерізу) з радіусом серединного кола $r_{\text{ср}}$, з'єднаний з маточиною за допомогою легких спиць, або суцільний диск товщиною b і зовнішнім радіусом r . Осьові моменти інерції тіл обертання таких форм відповідно дорівнюють:

$$\text{обода} - I_{\text{об}} \approx m_{\text{об}} r_{\text{ср}}^2, \text{ диска} - I_{\text{д}} = 0,5 m_{\text{д}} r^2,$$

де $m_{\text{об}}$, $m_{\text{д}}$ – маси відповідно обода і диска.

Задавшись раціональним (з урахуванням можливостей виготовлення й монтажу маховика на вхідному валу досліджуваного механізму) значенням одного з двох невідомих параметрів (маси або радіуса), використовують наведені залежності для осьових моментів інерції і необхідне значення моменту інерції I_M маховика (при цьому $I_d = I_M$, $I_{об} \approx 0,9 I_M$) і обчислюють значення другого необхідного параметра. У випадку знаходження значень цих параметрів за межами можливих діапазонів доцільним є монтаж маховика менших розмірів на більш швидкохідному валові привода механізму. При цьому необхідний момент інерції такого маховика дорівнює

$$I'_M = I_M (\omega_1 / \omega_M)^2,$$

де ω_M – кутова швидкість вала, на якому встановлюють маховик.

Після досягнення прийнятних значень маси і радіуса маховика визначають розміри його поперечного перерізу (b і h – для обода і b – для диска) виходячи з необхідного об'єму матеріалу обода ($V_{об} \approx 2 \pi r_{cp} b h = m_{об} / \rho$) або диска ($V_d \approx \pi r^2 b = m_d / \rho$), де ρ – об'ємна густина матеріалу маховика (для чавуна $\rho \approx 7300$ кг/м³, для сталі $\rho \approx 7850$ кг/м³).

Остаточне рішення про розміри маховика приймають після перевірки значення колової швидкості, що не повинно перевищувати певне граничне значення, отримане з умови міцності маховика, навантаженого відцентровими (інерційними) силами. Для диска $v_{кол} = \omega_M r \leq [v]$, для обода $v_{кол} = \omega_M (r_{cp} + 0,5 h) \leq [v]$, де $[v] \approx 60 \dots 65$ м/с для сталюого маховика і $[v] \approx 36 \dots 40$ м/с для чавунного.

При невиконанні даної умови скоректувати розміри маховика, виконавши повторно всі зазначені раніше обчислення таким чином, щоб в остаточному варіанті ця умова обов'язкова виконувалася. Ескіз маховика з проставленими габаритними розмірами розміщують на 1-ому аркуші (див. додаток Б, арк. 1.3). Схему привода механізму з установленим маховиком зображують в пояснювальній записці.

3.1.11. Значення дійсної кутової швидкості ланки зведення (кривошипа OA) у j -ому положенні визначають за залежністю

$$\omega_{1j} = \sqrt{2\mu_E [I_{01} \operatorname{tg} \psi_{\max} + \mu_I (y_{\Delta E j} - y_k)] / [\mu_I (I_{01} + I_{3Bj})]}.$$

У випадку визначеності відрізка (kl) на кресленні (див. п. 3.1.9.) використовують рівняння

$$\omega_{1j} = \sqrt{2\mu_E [y_{\Delta E j} - y_k + 0,5(kl)(1 + 0,5\delta)^2 / \delta]} / (I_{01} + I_{3Bj}).$$

У випадку неможливості одержання відрізка (kl) на кресленні застосовують формулу

$$\omega_{1j} = \sqrt{2\mu_E \{y_{\Delta E j} + \alpha [y_1 - y_2 (2 + \delta)^2 (2 - \delta)^{-2} + (x_2 - x_1) \operatorname{tg} \psi_{\max}] \}} / (I_{01} + I_{3Bj}),$$

де $\alpha = 0,5(1 - 0,5\delta)^2 / \delta$.

У цих формулах: y_k – ордината точки k перетинання верхньої дотичної з віссю ординат діаграми $\Delta E(I_{3B})$; $y_{\Delta E j}$ – ордината діаграми зміни кінетичної енергії $\Delta E(\varphi_1)$ в j -ому положенні механізму (значення цих ординат вимірюють на кресленні в міліметрах з урахуванням їх знаків); інші величини визначені раніше (див. п.п. 3.1.7 – 3.1.9).

Обчислені значення кутової швидкості повинні знаходитися в межах

$$\omega_1(1 - 0,5\delta) \leq \omega_{1j} \leq \omega_1(1 + 0,5\delta).$$

Кутове пришвидження ланки зведення можна визначити з диференціального рівняння руху механізму у формі моментів

$$\varepsilon_{1j} = (M_{3Bj}^p - M_{3Bj}^o - 0,5 \omega_{1j}^2 \operatorname{tg} \beta_j) / (I_{01} + I_{3Bj}),$$

де $\operatorname{tg} \beta_j = \left(\frac{d I_{3B}}{d \varphi_1} \right)_j \approx \frac{\Delta I_{3Bj}}{\Delta \varphi_{1j}} \approx \frac{I_{3Bj+1} - I_{3Bj-1}}{\varphi_{1,j+1} - \varphi_{1,j-1}},$

β_j – кут нахилу дотичної до графіка функції $I_{зв}(\varphi_1)$ в j -ому положенні, $\varphi_{1,j-1}$, $\varphi_{1,j+1}$ – кути в радіанах, що визначають $(j-1)$ -ше і $(j+1)$ -ше положення ланки зведення (кривошипа OA).

Значення дійсної кутової швидкості ω_{1j} і кутового пришвидження ε_{1j} визначають для узгоджених з керівником проектування положень механізму, використовуючи отримані раніше значення зведених моментів інерції $I_{зв,j}$, зведених моментів рушійних сил $M_{зв,j}^p$ і сил опору – $M_{зв,j}^o$, зміни кінетичної енергії $\Delta E_j = y_{\Delta E_j} \mu_E$ і кутів φ_{1j} , що визначають положення ланки зведення.

На підставі обчислених значень ω_{1j} і ε_{1j} будують у масштабі їх діаграми зміни в межах робочого циклу сталого руху.

3.1.12. Необхідну потужність приводного електродвигуна для технологічних машин обчислюють за залежністю

$$N_{дв} \approx (1,5 \dots 2,0) M_{зв}^p \omega_1, \text{ Вт},$$

де $M_{зв}^p$ – зведений момент рушійних сил, Н·м, прийнятий для зазначених машин постійним; $\omega_1 = \pi n_1 / 30 = \pi n_{OA} / 30$ – середня кутова швидкість ланки зведення – кривошипа OA , рад/сек; числовий коефіцієнт $1,5 \dots 2,0$ приблизно враховує додаткові інерційні навантаження і втрати потужності на тертя в кінематичних парах при пуску приводного і важільного механізмів.

3.1.13. Отримане значення потужності $N_{дв}$ і задана частота обертання $n_{дв}$ дозволяють за допомогою каталогу вибрати типорозмір і характеристику $M_{дв} = f(n_{дв})$ приводного електродвигуна. З огляду на цю характеристику двигуна за допомогою програми "Динаміка механізмів" на ПК роблять коректування значень зведених моментів сил рушійних $M_{зв,j}^p$ в залежності від отриманих на першому кроці (безврахування характеристики двигуна) значень дійсної кутової швидкості ланки зведення ω_{1j} . Ці нові значення $M_{зв,j}^p$ дозволяють одержати нові значення зміни кінетичної енергії механізму ΔE_j і на їх базі обчислити змінені значення дійсної кутової швидкості кривошипа OA й уточнити величину коефіцієнта нерівномірності ходу δ . Цей ітераційний процес обчислень виконують кілька разів – доти, поки отримані на останньому кроці значення кутової швидкості ланки

зведення будуть відрізнятися від отриманих на попередньому кроці на досить малу величину $[\Delta]$, що визначається необхідною точністю обчислень.

Зазначена програма "Динаміка механізмів" дозволяє виконати обчислення усіх величин, необхідних для визначення моменту інерції додаткових махових мас, що забезпечують обертання ланки зведення з заданим коефіцієнтом нерівномірності руху δ . Результати обчислень на ПК аналізують і порівнюють з раніше отриманими даними методом графічних побудов.

3.2. Силевий аналіз важільного механізму (аркуш 2)

3.2.1. Уточнюють номери положень механізму, в яких діють найбільші і найменші виробничі сили (для технологічних машин найбільша сила опору відповідає періодові робочого ходу і найменша – періодові холостого ходу; для двигунів найбільша рушійна сила відповідає періодові фази розширення, найменша – періодові фази випуску). В обраних двох положеннях вихідні ланки механізму не повинні знаходитися у своїх крайніх (мертвих) положеннях, в яких швидкості цих ланок дорівнюють нулю. У верхній частині аркуша креслять в масштабі плани механізму для обраних положень вхідної ланки (див. додаток Б, арк. 2.1).

3.2.2. Виходячи з обчислених дійсних значень кутової швидкості і кутового пришвидшення вхідної ланки будують плани швидкостей і пришвидшень відповідно до системи векторних рівнянь для окремих точок рухомих ланок механізму. З планів пришвидшень визначають значення і напрями лінійних прискорень центрів мас $\overline{a_{si}}$ і кутових пришвидшень ε_i усіх рухомих ланок.

3.2.3. За пришвидшеннями $\overline{a_{si}}$ і ε_i визначаються інерційні сили: головний вектор сил інерції, прикладений у центрі мас S_i i -тої ланки:

$$\overline{F_{in\ i}} = -m_i \overline{a_{si}}$$

і головний момент сил інерції

$$\overline{M_{in\ i}} = -I_{si} \overline{\varepsilon_i}$$

(тут m_i і I_{si} – відповідно маса й осьовий центральний момент інерції i -тої рухливої ланки).

При цьому, у випадку монтажу маховика на валу вхідної ланки – кривошипа OA , необхідно врахувати момент інерції маховика I_M при визначенні головного моменту сил інерції цієї ланки, тобто $\bar{M}_{in1} = -(I_{s1} + I_M) \bar{\varepsilon}_1$.

3.2.4. До ланок виділених з механізму структурних груп, зображених в масштабі μ_l , м/мм, прикладають у відповідних точках у вигляді векторів довільної довжини сили ваги, сили і моменти сил інерції (або їх рівнодіючі), зовнішні виробничі сили (опору – у технологічних машинах, рушійні – у двигунах) і сили реакцій у кінематичних парах (див. додаток Б, арк. 2.1).

3.2.5. Кінетостатичний розрахунок починається з аналізу першої виділеної з механізму структурної групи і закінчується розглядом рівноваги вхідної ланки. Для визначення сил реакцій у кінематичних парах розглядають зрівноважену систему сил, що діють на ланки структурних груп, складають рівняння сум моментів і векторних сум сил, будують плани сил у зручних для побудови і обчислень масштабах μ_F , Н/мм. При побудові планів сил для кожної структурної групи рекомендується складати послідовно вектори всіх сил, прикладених до окремих ланок групи.

3.2.6. При розгляді рівноваги вхідної ланки до неї прикладають пару сил для зрівноважування з моментом $M_{зр}$, тобто приймається, що обертаючий момент передається за допомогою муфти, яка з'єднує вихідний вал зубчастого редуктора з валом вхідної ланки важільного механізму. Цей момент, отриманий з умови рівноваги з урахуванням моменту сил інерції M_{in1} (коли $I_M = I_{01}$ і маховик установлений на валу вхідної ланки, п. 3.2.3), дорівнює зведеному моменту сил рушійних $M_{зв}^p$ (для механізмів технологічних машин) і моменту сил опору $M_{зв}^o$ (для механізмів двигунів внутрішнього згоряння). Значення цього моменту повторно визначають з умови рівноваги “важеля” Жуковського, до якого прикладені всі зовнішні сили, що враховувалися раніше, і сили інерції. Відносна різниця отриманих двома методами значень $M_{зр}$ не повинна перевищувати $\pm 5\%$.

3.2.7. Програма “Кінетостатика механізмів” для ПК дозволяє ввести в діалоговому режимі геометричні, кінематичні і динамічні

параметри механізму й обчислити реакції у всіх кінематичних парах для всіх означених на 1-ому аркуші положень механізму. Зобразивши в одному масштабі і з одного полюса вектори сили тиску в одній кінематичній парі для всіх положень механізму і з'єднавши кінці цих векторів плавною кривою одержують годограф розглянутої реакції. Використовуючи отримані в результаті розрахунків за даною програмою модулі і кути напрямів векторів сил тисків, зображують їх годографи для всіх кінематичних пар. За вказівкою керівника проектування деякі з цих годографів зображуються на аркуші, інші наводять в пояснювальній записці.

Кут тиску α_{ik} в кінематичній парі, утвореної i -тою і k -тою ланками, уявляє собою кут між вектором сили тиску ведучої i -тої ланки даної пари на ведену k -ту ланку, тобто між вектором реакції \bar{Q}_{ik} і вектором лінійної швидкості її точки прикладання (центру шарніра).

Для визначення результуючих навантажень, прикладених до нерухомої ланки (стояку) знаходять головний вектор і головний момент сил тисків у всіх кінематичних парах, утворених стійкою і рухливими ланками механізму.

3.2.8. Для двох досліджених графічно положень механізму роблять порівняння значень і напрямів сил тисків у кінематичних парах, отриманих двома методами: аналітичним (з використанням ПК) і графоаналітичним. Відносні відхилення значень порівнюваних параметрів не повинні перевищувати $\pm 5\%$.

3.2.9. Отримані сили тиску Q у кінематичних парах дозволяють визначити сили тертя $F_f = Qf$ і моменти сил тертя $M_f = F_f r_f$ (тільки для обертальних пар), де f – коефіцієнт тертя ковзання, r_f – радіус цапфи обертальної пари. Необхідні для розрахунків дані обирають за вказівкою керівника проектування, використовуючи довідники та конструктивні розміри механізмів-аналогів.

Сили тертя є перпендикулярними до відповідних сил тиску і спрямовані проти відносних лінійних швидкостей, а моменти сил тертя – проти відносних кутових швидкостей ланок, що утворюють розглянуту кінематичну пару.

Приклавши знайдені в такий спосіб сили і моменти сил тертя до ланок механізму, повторно проводять його кінетостатичний аналіз і визначають нові значення сил тисків у кінематичних парах. При використанні ПК цей ітераційний процес обчислень повторюють доти,

поки знайдені на останньому кроці значення реакцій будуть відрізнятися від отриманих на попередньому кроці на величину, що не перевищує деяке допустиме значення $[\Delta]$, яке встановлюють в залежності від необхідної точності обчислень.

При графічному розв'язанні обмежуються одним кроком. Одержувані при цьому нові графічні побудови сполучають з відповідними побудовами, виконаними без врахування тертя.

3.2.10. Значення миттєвих коефіцієнтів корисної дії (ККД) для технологічних машин обчислюють за залежністю

$$\eta_j = 1 - \psi_j,$$

де ψ_j – коефіцієнт втрат механізму в j -ому положенні, значення якого дорівнює відношенню зведеного моменту сил тертя M_{3Bj}^f до зведеного моменту сил рушійних M_{3B}^p , тобто

$$\psi_j = M_{3Bj}^f / M_{3B}^p,$$

$$\text{де} \quad M_{3Bj}^f = \sum_{k=1}^{n_{\text{об}}} M_{fkj} \left(|\omega_{kj}| / \omega_1 \right) + \sum_{k=1}^{n_{\text{пост}}} F_{fkj} \left(|v_{kj}| / \omega_1 \right),$$

$n_{\text{об}}$ і $n_{\text{пост}}$ – кількості обертальних і поступальних пар механізму, $|\omega_{kj}|$ і $|v_{kj}|$ – модулі відносних кутової і лінійної швидкостей ланок, що входять в k -ту пару; M_{fkj} і F_{fkj} – момент сил і сила тертя в k -тій кінематичній парі (для розглянутого j -того положення).

Обчислені значення M_{3Bj}^f і η_j дозволяють побудувати їх діаграми зміни в межах робочого циклу сталого руху.

Значення циклового ККД обчислюють після інтегрування діаграми зведених моментів сил тертя і визначення роботи сил тертя A_f за цикл (один оберт вхідної ланки) за залежністю:

$$\eta_0 = 1 - A_f / (2\pi M_{3B}^p).$$

Графічні зображення зазначених діаграм виконують в пояснювальній записці.

3.2.11. Для оцінки впливу втрат на тертя в кінематичних парах на нерівномірність руху ланки зведення обчислюють нові значення кінетичної енергії

$$\Delta E_j = A_{pj} - A_{oj} - A_{fj} ,$$

де A_{fj} – значення роботи сил тертя за час повороту вхідної ланки від нульового до j -го положення.

Знайдені значення ΔE_j використовують для обчислення нових значень дійсної кутової швидкості вхідної ланки й уточнення коефіцієнта нерівномірності руху цієї ланки.

3.3. Синтез зубчастих механізмів (аркуш 3)

3.3.1. Передаточне відношення зубчастого редуктора, що складається з планетарного і рядового ступенів, з'єднаних послідовно, визначається відношенням частот обертання двигуна і вхідної ланки важільного механізму

$$i_{\text{ред}} = n_{\text{дв}} / n_1 = i_{\text{пл}} \cdot i_{\text{ряд}} .$$

Синтез планетарного зубчатого механізму необхідно виконувати з врахуванням наступних вимог:

– забезпечення *необхідного передаточного відношення* спроектованого редуктора (відхилення від заданого значення в межах $\pm 5\%$):

для схеми “а” (рис. 1) (завдання 2, 3, 6, 8, 9, 10, 11, 13 і 14) на основі формули Вілліса отримано

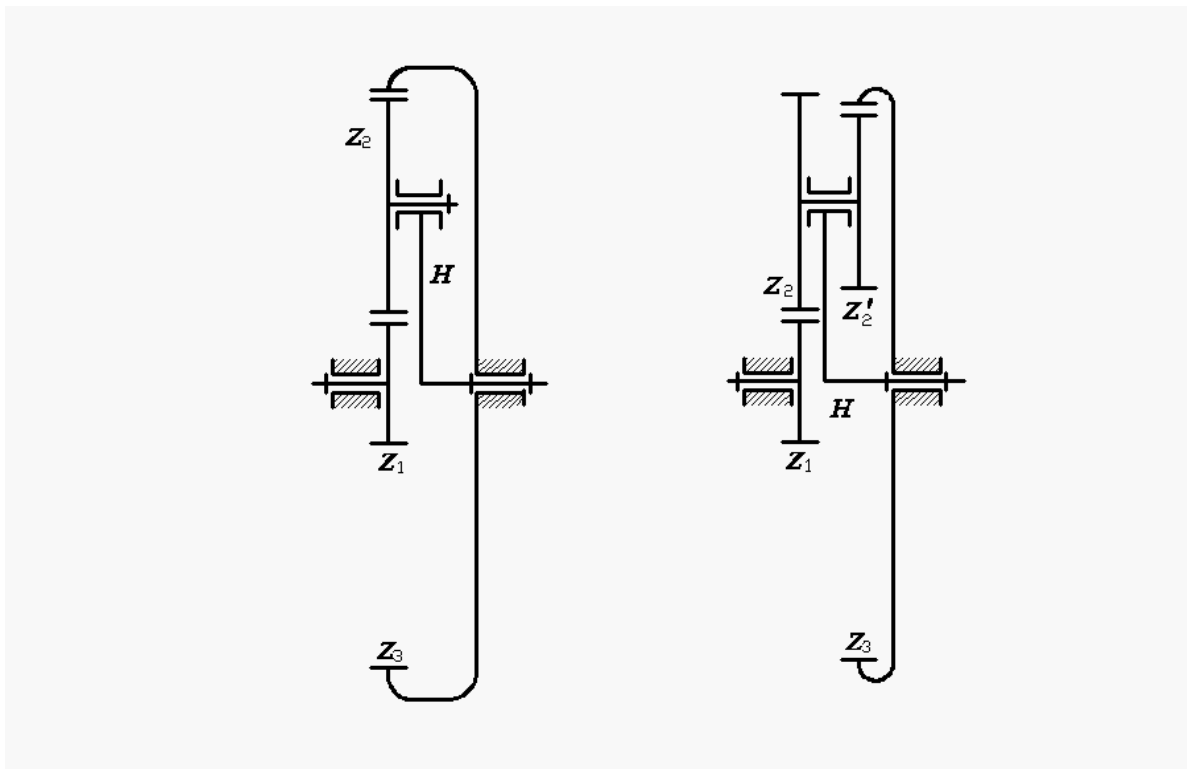
$$i_{\text{пл}} = i_{1H} = 1 + z_3 / z_1 ,$$

схеми “б” (завдання 4, 5, 7, 15 і 16)

$$i_{\text{пл}} = i_{1H} = 1 + z_2 z_3 / z_1 z_2' ,$$

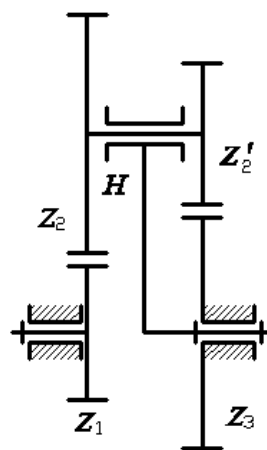
схем “в” (завдання 12) та “г” (завдання 1 і 9)

$$i_{\text{пл}} = i_{1H} = 1 - z_2 z_3 / z_1 z_2' ;$$

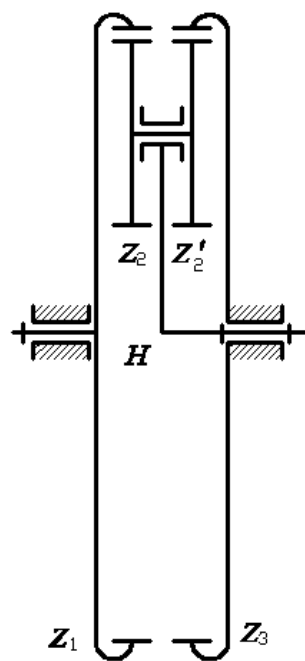


а

б



в



г

Рис. 1. Схеми планетарних зубчастих механізмів

– виконання умови *співвідності* (прийнято, що всі зубчасті колеса виготовлені без зміщення інструменту і їх модулі однакові) за наступними виразами

$$\text{для схеми „а”} \quad z_3 = z_1 + 2z_2 ,$$

$$\text{схеми „б”} \quad z_3 = z_1 + z_2 + z'_2 ,$$

$$\text{схеми „в”} \quad z_3 = z_1 + z_2 - z'_2 ,$$

$$\text{схеми „г”} \quad z_3 = z_1 - z_2 + z'_2 ;$$

– виконання умови *складання* у вигляді

$$\text{для схеми „а”} \quad z_1 + z_3 = C k_{\text{сат}} ,$$

$$\text{схеми „б”} \quad z_2 z_3 + z_1 z'_2 = C k_{\text{сат}} \chi ,$$

$$\text{схем „в” і „г”} \quad z_2 z_3 - z_1 z'_2 = C k_{\text{сат}} \chi ,$$

де C – довільне ціле число, $k_{\text{сат}}$ – кількість блоків сателітів,
 χ – найбільший загальний дільник чисел z_2 і z'_2 ;

– виконання умови *сусідства* (забезпечує гарантований зазор між колами вершин сателітів рівний модулю зубчастого зачеплення):

$$\text{для схеми „а”} \quad k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z_2 + 3)/(z_1 + z_2)] ,$$

$$\text{схеми „б”} \quad k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z_2 + 3)/(z_1 + z_2)] ,$$

$$k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z'_2 + 3)/(z_3 - z'_2)] ,$$

$$\text{схеми „в”} \quad k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z_2 + 3)/(z_1 + z_2)] ,$$

$$k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z'_2 + 3)/(z_3 + z'_2)] ,$$

$$\text{схеми „Г” } k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z_2 + 3)/(z_1 - z_2)] ,$$

$$k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z'_2 + 3)/(z_3 - z'_2)] .$$

Технологія виготовлення зубчастих коліс накладає наступні обмеження на значення чисел зубців

$$z_{\min} \leq z \leq z_{\max} .$$

Для коліс з зовнішнім зачепленням $z_{\min} \approx 17$ визначається умовою відсутності підрізу зубців, $z_{\max} = 180 \dots 200$ – можливостями зуборізних верстатів. Колеса з внутрішнім зачепленням складно за технологією виготовити з числом зубців менше 40 і більше 300...350. Також не варто застосовувати колеса з внутрішнім зачепленням з різницею між числами зубців колеса і шестерні менше 7 для запобігання інтерференції сусідніх зубців.

Числа зубців коліс і кількість сателітів однорядного планетарного механізму (схема „а”, рис. 1) розраховують в такій послідовності:

– з умови співвісності $z_3 = z_1 + 2z_2$ і формули для передаточного відношення $i_{1H} = 1 + z_3/z_1$ визначають відношення $z_2/z_1 = 0,5i_{1H} - 1$. При $z_2/z_1 \leq 1$ приймають $z_2 \geq z_{\min} = 15$ й обчислюють z_1 . Якщо $z_2/z_1 \geq 1$, то $z_1 \geq z_{\min}$. Після округлення обчислених значень z_1 і z_2 до цілих чисел визначають число зубців z_3 за наведеною вище умовою співвісності;

– з умови складання $k_{\text{сат}} = (z_1 + z_3)/C$ визначають ряд можливих значень кількості сателітів $k_{\text{сат}}$;

– з умови сусідства $k_{\text{сат}} \leq \pi / \arcsin[(z_2 + 3)/(z_1 + z_2)]$ встановлюють гранично допустиме значення кількості сателітів (у цій залежності значення функції $\arcsin x$ необхідно обчислювати в радіанах).

Прийнятним розв'язком задачі синтезу планетарного редуктора є таке, за яким кількість сателітів $6 \geq k_{\text{сат}} \geq 3$.

Для механізмів схем „б”, „в” і „г” (рис. 1) рекомендовано таку послідовність синтезу:

– вибрати кількість сателітів $k_{\text{сат}}$ в межах $6 \geq k_{\text{сат}} \geq 3$;

– підрахувати нижню межу для числа z_2 задавшись числом зубців $z'_2 \geq 15$ за залежністю

$$z_2 \geq \frac{z'_2(i_{\text{пл}} - 1)(3 + z'_2)}{z'_2 \left(\alpha_1 i_{\text{пл}} \sin \frac{\pi}{k_{\text{сат}}} \pm 1 \right) \pm 3}$$

(тут і в подальшому верхні знаки використовуються при синтезі механізму схеми „б”, нижні знаки – для схем „в” і „г”; коефіцієнт $\alpha_1 = 1$ для схем „б” і „в”, для схеми „г” $\alpha_1 = -1$);

– використовуючи отримане значення нижньої границі задатися числом зубців z_2 і перевірити чи задовольняють обрані значення z_2 і z'_2 наступну умову

$$z'_2 \geq \frac{\pm z_2(z_2 + 3)}{3(i_{\text{пл}} - 1) + z_2 \left[i_{\text{пл}} \left(1 - \alpha_1 \sin \frac{\pi}{k_{\text{сат}}} \right) - 1 \right]}.$$

У випадку невиконання даної умови необхідно повторити розрахунки числа зубців z_2 прийнявши нове значення для z'_2 з врахуванням раніше отриманого результату;

– після підбору таких значень z_2 і z'_2 , які задовольняють наведені раніше умови, підраховують число зубців колеса 1 за залежністю

$$z_1 = \frac{\alpha_1 z_2 (z'_2 \pm z_2)}{z'_2 (i_{\text{пл}} - 1) \mp z_2};$$

– після округлення обчисленого значення z_1 до найближчого цілого числа визначають число зубців колеса 3

$$z_3 = z_1 + \alpha_1 z_2 \pm \alpha_1 z'_2;$$

– остаточне рішення щодо обраної кількості сателітів $k_{\text{сат}}$ і чисел зубців z_1 , z_2 , z'_2 і z_3 приймають після перевірки умови складання:

$$z_2 z_3 \pm z_1 z'_2 = C k_{\text{сат}} \chi.$$

У випадку невиконання цієї умови необхідно обрати нове значення кількості сателітів $k_{\text{сат}}$ і повторити всі перераховані раніше процедури пошуку прийнятних значень чисел зубців коліс (враховуючи також обмеження, що зумовлені технологією виготовлення зубчастих коліс).

Після остаточного вибору чисел зубців усіх коліс підлягає перевірці значення фактичного передаточного відношення $i_{\text{пл}}$ і його відхилення від необхідного значення.

Наведений алгоритм синтезу і оптимізації планетарного зубчастого механізму зручно реалізувати за допомогою ПК, що складає один з елементів науково-дослідницької роботи студентів під час курсового проектування.

Можливо використання інших методик розв'язання задачі синтезу планетарних зубчастих механізмів вказаних схем, які наведені в спеціальній літературі [20].

3.3.2. За заданим модулем m_n і знайденими числами зубців коліс планетарного редуктора визначають діаметри ділільних кіл ($d_i = m_n z_i$) і будують в масштабі схему редуктора в двох проекціях (див. додаток Б, арк. 3.2).

3.3.3. Зовнішнє евольвентне зачеплення утворює рядова зубчаста пара циліндричних коліс, числа зубців яких в подальшому позначені як z_1 і z_2 . В дійсності, згідно з вихідними даними для завдань 1, 4, 5, 6, 7, 13, 14, 15 і 16 – це пара коліс z_4 і z_5 ; для завдання 12 – z_5 і z_6 ; для завдання 3 – z_6 і z_7 ; для завдання 2 – z_7 і z_8 ; z_1 і z_2 – для завдань 8, 10 і 11. Для цих коліс обчислюють окружні кроки на колах: ділільному – $P = \pi m$ і основному – $P_b = \pi m \cos \alpha$; радіуси кіл: ділільних $r_1 = 0,5 m z_1$ і $r_2 = 0,5 m z_2$; основних $r_{b1} = r_1 \cos \alpha$ і $r_{b2} = r_2 \cos \alpha$ ($\alpha = 20^\circ$ – кут профілю зуба стандартної інструментальної рейки, величина модуля згідно з завданням $m = m_p$).

Для вибору коефіцієнтів зміщення інструментальної рейки при нарізанні коліс необхідно підібрати блокуючий контур (БК) (додаток Д, рис. Д.2. – Д.13.), побудований для заданого сполучення чисел зубців коліс в зачепленні z_1 і z_2 . У випадку відсутності БК із заданими значеннями чисел зубців z_1 і z_2 можна використовувати контур, побудований для найближчих менших чисел зубців.

На рис. Д.1. наведений зразок БК для циліндричних передач зовнішнього зачеплення, що складені з коліс, нарізаних стандартним

рейковим інструментом і розрахованих за системою, яка зберігає в зачепленні стандартний радіальний зазор при будь-яких значеннях коефіцієнтів x .

Контури побудовані в системі координат (x_1, x_2) . На прямій, що проходить через початок координат і перетинає другий і четвертий квадранти під кутом 45° до осей, розташовані точки, які відповідають рівнозміщеним передачам. Вище і справа цієї прямої розташована область додатних передач, нижче і зліва – область від’ємних. Границі поля БК проведені жирними лініями. Точки, що лежать всередині контуру, відповідають працездатним передачам, у яких:

- коефіцієнт торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha \geq 1,0$;
- товщина зубців на колі вершин $s_a \geq 0$, тобто загострення немає;
- відсутня інтерференція будь-якого виду: в зачепленні коліс, що веде до заклинювання, і в верстатному зачепленні, що приводить до підрізання ніжок зубців або до зрізання вершин зубців; в деяких випадках підрізання залишається, але не виходить за допустимі межі.

Будь-яка точка, що лежить за межами контуру, відповідає передачі, неприйнятної за значенням якого-небудь з геометричних показників якості. Так, наприклад, на рис. Д.1. точки, позначені буквами, відповідають таким передачам: Е – працездатна передача; Б – колесо z_1 має загострений зубець і $\varepsilon_\alpha < 1,0$; В – інтерференція на перехідній поверхні зубців колеса z_1 ; Г – $\varepsilon_\alpha < 1,0$ і інтерференція на перехідній поверхні зубців колеса z_2 ; Д – колесо z_1 має загострений зубець і інтерференція на перехідній поверхні зубців колеса z_2 .

Крім основних граничних ліній, на полі БК можуть бути нанесені лінії геометричних показників якості передачі:

- ізолінії будь-яких значень ε_α і s_a ;
- лінії, що виділяють зони однопарного і двопарного зачеплення;
- лінії, що обмежують зони позаполіусних передач;
- лінія вирівняних питомих ковзань;
- лінії або зони найбільшої згинної міцності та інші лінії.

Всі лінії БК позначені номерами і пояснені в підпису до рис. Д.1.

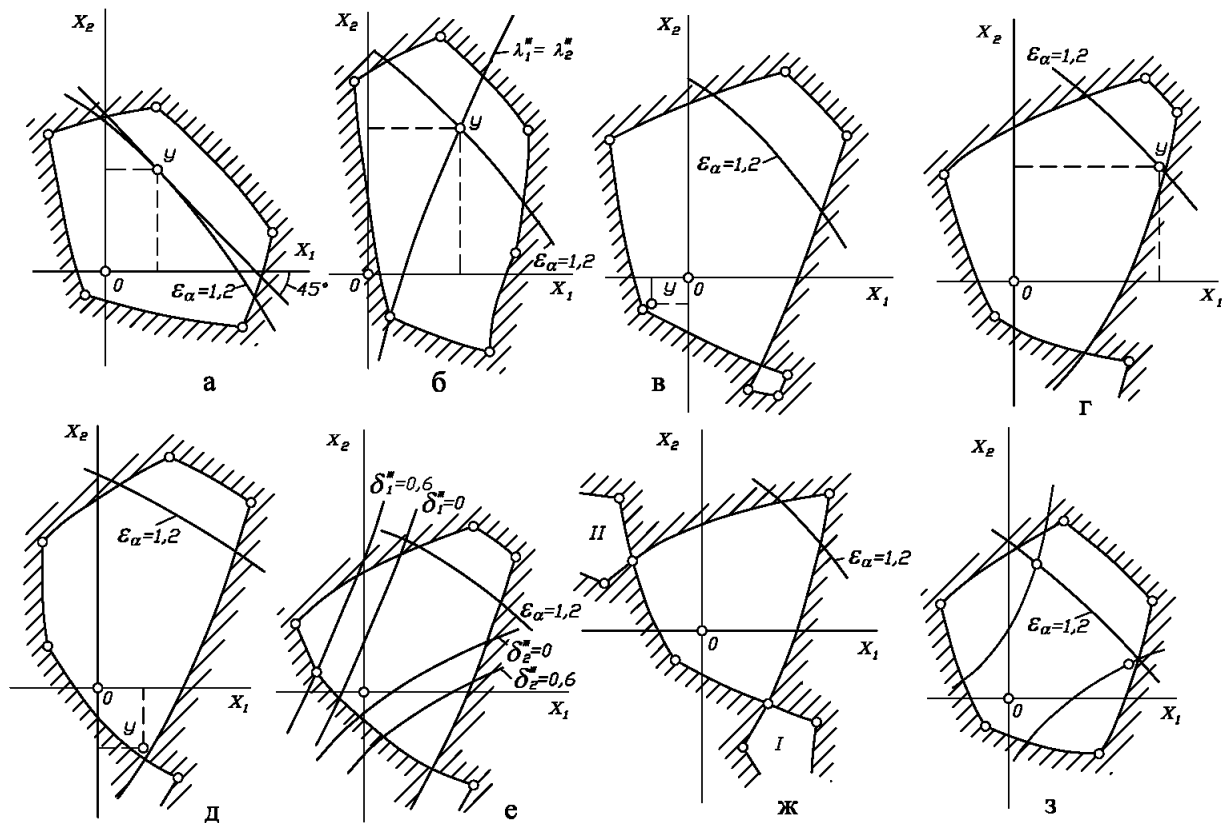


Рис. 2. Вибір коефіцієнтів зміщення за допомогою блокуючого контуру

На рис. 2, а – д наведені приклади вибору значень x_1, x_2 для конкретних умов проектування за дотриманням вимог $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$ і $s_a \geq 0,25m$. Рекомендовані значення x_1 і x_2 є координатами точки Y :

найбільший можливий кут α_w (рис. 2, а);

найменші за абсолютною величиною і вирівняні на обох колесах коефіцієнти питомого ковзання λ (рис. 2, б);

близький до найбільш можливого коефіцієнт торцевого перекриття (рис. 2, в);

найбільший можливий діаметр западин d_{f1} (рис. 2, г);

найменший можливий діаметр западин d_{f2} уявляє інтерес при ремонті, коли мале колесо виготовляють заново, а більше обробляють для усунення зношеного шару на поверхнях зубців (рис. 2, д).

На рис. 2, е – з показано розташування деяких характерних областей на полі БК:

– полюс розташований в зоні двопарного зачеплення (область зліва і вище кривої δ_1^* , а також справа і нижче кривої δ_2^* на рис. 2, е, де коефіцієнт δ^* характеризує відстань від границі зони двопарного зачеплення до полюса в долях модуля);

– передача поза полюсна, коли зубець колеса z_1 має тільки головку (область *I*), або тільки ніжку (область *II*) – рис.2, ж.

Для отримання більш вигідного коефіцієнта згинної міцності Y_F , що враховує форму зубця, можна рекомендувати вибір значень x_1 і x_2 в зоні, що примикає до лінії вирівняних питомих ковзань $\lambda_1^* = \lambda_2^*$ (див. рис. 2, б), віддаляючись вздовж цієї лінії у напрямі додатних значень x . На БК, що наведені на рис. Д.2. – Д.13., ця лінія позначена цифрою 15.

Зі збільшенням x згинна міцність зростає завдяки збільшенню товщини зубця у його кореня. Для коліс зі зміцненою поверхнею зубця (цементация, гартування ТВЧ), які менш чутливі до концентрації напружень, можна застосовувати більш високі значення x , ніж для “м’яких” коліс.

Для досягнення високої контактної міцності рекомендують вибирати такі значення x , що забезпечують найбільший можливий кут α_w (рис. 2, а).

В усіх випадках $x_1 \geq (17 - z_1)/17$ (при $z_1 \leq 17$).

3.3.4. Геометричні розміри зубчастих коліс, що залежать від коефіцієнтів зміщення, обчислюють з використанням наступних залежностей:

товщину зубців на ділильному колі

$$s_1 = m(0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha); \quad s_2 = m(0,5\pi + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha);$$

кут зачеплення

$$\operatorname{inv} \alpha_w = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w = \operatorname{inv} \alpha + 2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} \alpha / (z_1 + z_2);$$

(значення кута α_w визначають згідно з таблицею значень функції $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$, додаток Е);

міжосьову відстань

$$a_w = 0,5m(z_1 + z_2)\cos\alpha/\cos\alpha_w;$$

радіуси початкових кіл

$$r_{w1} = a_w z_1 / (z_1 + z_2); \quad r_{w2} = r_{w1} z_2 / z_1;$$

радіуси кіл западин

$$r_{f1} = 0,5m(z_1 + 2x_1 - 2,5); \quad r_{f2} = 0,5m(z_2 + 2x_2 - 2,5);$$

радіуси кіл вершин

$$r_{a1} = a_w - r_{f2} - 0,25m; \quad r_{a2} = a_w - r_{f1} - 0,25m.$$

3.3.5. При заданій міжосьовій відстані a_w спочатку визначають кут зачеплення $\alpha_w = \arccos [0,5m(z_1 + z_2)\cos\alpha/a_w]$ і сумарний коефіцієнт зміщення

$$x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0,5(\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha)(z_1 + z_2)/\operatorname{tg}\alpha.$$

Отриманий сумарний коефіцієнт x_Σ розбивають на складові x_1 і x_2 з врахуванням наведених в блокуючих контурах обмежень, потім за зазначеними раніше формулами розраховують інші геометричні параметри зачеплення. При виконанні цих розрахунків усі проміжні обчислення виконуються з числами, що містять не менш п'яти знаків після коми. Остаточні результати округляють до трьох знаків після коми.

Для кута $\alpha = 20^\circ$ значення уживаних тригонометричних функцій дорівнюють: $\cos 20^\circ = 0,93969$; $\sin 20^\circ = 0,34202$; $\operatorname{tg} 20^\circ = 0,36397$; $\operatorname{inv} 20^\circ = 0,014904$.

Геометричний розрахунок рядової конічної пари (завдання 9) виконують з використанням спеціальної довідкової літератури [24].

3.3.6. Коефіцієнт торцевого перекриття розраховують за формулою

$$\varepsilon_{\alpha} = \left(\sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2} + \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2} - a_w \sin \alpha_w \right) / P_b.$$

Отримане значення ε_{α} повинне знаходитися в межах $1 \leq \varepsilon_{\alpha} \leq 2$. За даними схеми зачеплення (див. додаток Б, арк. 3.1) коефіцієнт перекриття обчислюється як відношення довжини активної ділянки лінії зачеплення l_{ab} , обмірюваної на схемі з урахуванням масштабу, до основного кроку P_b , тобто $\varepsilon_{\alpha} = l_{ab} / P_b$. Потім порівнюють знайденими двома способами значення коефіцієнта перекриття (їх відносна різниця не повинна перевищувати $\pm 5\%$).

3.3.7. Значення коефіцієнтів питомого ковзання шестірні λ_1 і колеса λ_2 обчислюють за залежностями

$$\lambda_{1i} = (z_1 + z_2 - z_1 L / l_i) / z_2; \lambda_{2i} = [z_1 + z_2 - z_2 L / (L - l_i)] / z_1,$$

де L – довжина теоретичної лінії зачеплення, обмірювана на схемі зачеплення (з урахуванням масштабу побудови) або обчислена за формулою $L = a_w \sin \alpha_w$; l_i – поточна відстань від початку теоретичної лінії зачеплення до розглянутої точки контакту зубців, обмірювана по лінії зачеплення (з урахуванням масштабу).

Швидкість ковзання зубців шестірні 1 відносно зубців колеса 2 визначають за формулою

$$v_{12i} = \omega_1 (1 + z_1 / z_2) (r_{w1} \sin \alpha_w - l_i),$$

де $\omega_1 = \pi n_1 z_2 / (30 z_1)$ – кутова швидкість шестірні 1 рядової передачі. За обчисленими значеннями λ_{1i} , λ_{2i} , v_{12i} (неменш, ніж для 10 - ти поточних значень відстаней l_i у межах $0 \leq l_i \leq L$) будують в масштабі їх графіки. Значення коефіцієнта питомого тиску обчислюють за допомогою залежності

$$\vartheta_i = mL / (l_i (L - l_i))$$

і будують в масштабі графік зміни цього коефіцієнта в межах теоретичної лінії зачеплення.

3.3.8. Для метрологічних спеціалізацій виконують розрахунок контрольних параметрів зубчастих коліс і наводять відповідну схему (див. додаток Б, арк. 3.2).

В загальному випадку визначають наступні параметри:

– *хорду зуба на колі довільного діаметра d_x* , що вимірюють за допомогою кромочного зубоміра або спеціального лекала, обчислюють так

$$\bar{s}_x = d_x \sin \gamma_x,$$

$$\text{де } \gamma_x = \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_x,$$

$$\text{або } \gamma_x = \frac{s}{mz} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_x, \quad \cos \alpha_x = \frac{d_b}{d_x};$$

– *відстань від знайденої хорди до кола вершин*

$$\bar{h}_x = 0,5 d_a - 0,5 d_x \cos \gamma_x;$$

як правило, *товщину зуба вимірюють по хорді на ділільному колі*

$$\bar{s} = d \sin \gamma = m z \sin \gamma,$$

$$\text{де } \gamma = \frac{\pi}{2z} + \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z} = \frac{s}{mz} \quad \text{і} \quad \bar{h} = 0,5 d_a - 0,5 m z \cos \gamma);$$

– *товщину зуба по постійній хорді*, що вимірюють за допомогою спеціальної тангенціальної скоби або тангенціального зубоміра і яка дорівнює

$$\bar{s}_c = m \left(0,5 \pi \cos^2 \alpha + x \sin 2 \alpha \right)$$

(відстань постійної хорди від кола вершин $\bar{h}_c = 0,5 (d_a - m z - \bar{s}_c \operatorname{tg} \alpha)$);

– *довжину загальної нормалі*, яку вимірюють з використанням спеціальної скоби, штангенциркуля або мікрометра зі спеціальними насадками, визначають за формулою

$$W_n = m [\pi (n + 0,5) + 2 x \operatorname{tg} \alpha + z \operatorname{inv} \alpha] \cos \alpha ,$$

де n – число западин зубців, що охоплюються вимірювальним інструментом, рекомендується значення n визначати за формулою

$$n = z \frac{\alpha_n}{180} ,$$

де $\alpha_n = \arccos \left(\frac{2 m z \cos \alpha}{d_a + d_f} \right)$, α_n – в градусах, n завжди округлюють

до найближчого цілого числа; для зубчастих коліс, що виготовлені без зміщення інструменту ($x = 0$) при $\alpha = 20^\circ$ $n \approx z/9$.

Розраховане значення n має знаходитися в таких межах

$$n_{\max} \geq n \geq n_{\min} ,$$

де
$$n_{\max} = \frac{z}{\pi} \left(\operatorname{tg} \alpha_a - \frac{s}{m z} - \operatorname{inv} \alpha \right) ;$$

$$n_{\min} = \frac{z}{\pi} \left(\operatorname{tg} \alpha_f - \frac{s}{m z} - \operatorname{inv} \alpha \right) ;$$

$$\alpha_a = \arccos \left(\frac{d_b}{d_a} \right); \operatorname{tg} \alpha_f = \left[\operatorname{tg} \alpha - \frac{4(1-x)}{z \sin 2\alpha} \right] .$$

– розмір по роликах, що вкладені в западини між зубцями, вимірюють штангенциркулем, мікрометром, пасаметром або спеціальною скобою;

при контролі зубчастих коліс з парним числом зубців розмір по роликах визначають за формулою

$$M = m z \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_p} + d_p ;$$

з непарним числом зубців

$$M = m z \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_p} \cos \left(\frac{90^\circ}{z} \right) + d_p ,$$

де для обраного діаметра ролика d_p

$$\operatorname{inv} \alpha_p = \frac{d_p}{d_b} + \operatorname{inv} \alpha + \frac{2 x \operatorname{tg} \alpha}{z} - \frac{\pi}{2 z}$$

(діаметр вимірювального ролика d_p рекомендується обирати в межах $d_p = (1,6 \dots 1,9)m$).

3.3.9. Програма "Зубчасті передачі" для ПК дозволяє в діалоговому режимі ввести вхідні дані й обчислити всі параметри, що характеризують планетарний редуктор і рядову евольвентну зубчасту пару. При порівнянні результатів обчислень, отриманих за допомогою наведених раніше залежностей і з використанням ПК, допускається відносне відхилення, що не перевищує $\pm 5\%$.

3.4. Синтез кулачкового механізму (аркуш 4)

3.4.1. Форма графіка аналога пришвидшення штовхача для фази наближення (опускання), обмеженої кутом φ_n , є симетрична заданій формі графіка в межах фази віддалення (підйому) – φ_v . При цьому відношення відповідних ординат даних графіків повинне задовольняти умові

$$y_v / y_n = (\varphi_n / \varphi_v)^2 ,$$

де y_v , y_n – ординати графіків аналога пришвидшення штовхача для фази віддалення і наближення відповідно. Необхідно також дотримувати рівність площ додатних і від'ємних областей цих графіків у межах кожної фази.

Для побудови графіка першої похідної від переміщення вихідної ланки за кутом повороту кулачка і графіка переміщень вихідної ланки виконують дворазове графічне інтегрування заданого графіка аналога пришвидшення штовхача. Графіки будують за 8...12 точками в межах

кожної фази руху (див. додаток Б, арк. 4.1). Рекомендується використовувати відомі методи побудови кривих (синусоїди, косинусоїди, параболи та інш.).

Визначення масштабів отриманих графіків виконують в такій послідовності. Спочатку знаходять масштаб графіка переміщень штовхача: $\mu_s = h / y_{\max}$, м/мм, або $\mu_\beta = \beta_{\max} / y_{\max}$, рад/мм (для коромислового штовхача, β_{\max} у радіанах), де h , β_{\max} – задані відповідно лінійні, м, і кутові, рад, максимальні переміщення штовхача; y_{\max} – максимальна ордината графіка переміщень штовхача (вимірюється на кресленні), мм.

Потім розраховують масштабний коефіцієнт для осі абсцис

$$\mu_\varphi = \pi (\varphi_v + \varphi_{dc} + \varphi_n) / 180 L_{\Sigma\varphi}, \text{ рад/мм},$$

де φ_v , φ_{dc} , φ_n – задані фазові кути повороту кулачка, град; $L_{\Sigma\varphi}$ – довжина відрізка осі абсцис, що відповідає даній сумі кутів, мм.

Потім обчислюють масштаб графіка першої похідної від переміщення штовхача за кутом повороту кулачка

$$\mu_{(ds/d\varphi)} = \mu_s / (H_{s'} \mu_\varphi), \text{ м/мм},$$

або для коромислового штовхача

$$\mu_{(d\beta/d\varphi)} = \mu_\beta / (H_{\beta'} \mu_\varphi), \text{ рад/мм},$$

де $H_{s'}$, $H_{\beta'}$ – полюсні відстані відповідних графіків, мм.

Масштаб графіка другої похідної від переміщення штовхача за кутом повороту кулачка, м/м:

$$\mu_{(d^2s/d\varphi^2)} = \mu_{(ds/d\varphi)} / (H_{s''} \mu_\varphi),$$

або для коромислового штовхача, рад/мм:

$$\mu_{(d^2\beta/d\varphi^2)} = \mu_{(d\beta/d\varphi)} / (H_{\beta''} \mu_\varphi),$$

де H_s'' , H_β'' – полюсні відстані відповідних графіків, мм.

3.4.2. Для кулачкових механізмів з роликовим штовхачем мінімальний радіус кулачка R_{\min} та інші необхідні розміри (для деяких схем) знаходять за допустимим кутом тиску $[\alpha]$ або мінімальним кутом передачі руху $\gamma_{\min} = 90^\circ - [\alpha]$ шляхом графічного визначення області можливого розташування центра обертання кулачка.

При цьому необхідно врахувати, що для коромислових кулачкових механізмів у j -ому положенні відрізок $a_j = l y_{(d\beta/d\varphi)j} \mu_{(d\beta/d\varphi)}$ відкладають на фазі віддалення до центра обертання коромисла (коли коромисло і кулачок обертаються в одному напрямі) і від центра обертання коромисла (коли їх обертання протилежні за напрямками) (l – задана довжина коромисла в масштабі креслення, мм; $y_{(d\beta/d\varphi)j}$ – ордината графіка аналога швидкості штовхача $d\beta/d\varphi$ в j -ому положенні механізму, мм).

Для кулачкових механізмів з роликовим штовхачем, що виконує зворотно-поступальний рух, при обертанні кулачка за напрямом годинної стрілки відрізок $a_j = y_{(ds/d\varphi)j} \mu_{(ds/d\varphi)} / \mu_l$ на фазі віддалення відкладається вправо (тут $y_{(ds/d\varphi)j}$ – ордината діаграми $ds/d\varphi$ в j -ому положенні механізму, мм, μ_l – масштаб даної графічної побудови).

Мінімальний радіус кулачка механізмів з тарілчастим штовхачем, що рухається поступально, вибирається за умовою опуклості профілю кулачка у вигляді нерівності

$$R_{\min} \geq \left| y_{(d^2s/d\varphi^2)j} \mu_{(d^2s/d\varphi^2)} - y_{sj} \mu_s \right|_{\max}, \text{ м},$$

де $y_{(d^2s/d\varphi^2)j}$ і y_{sj} – відповідно ординати діаграм аналога пришвидшення $d^2s/d\varphi^2$ і переміщення s штовхача в j -тому положенні, мм.

3.4.3. Для кулачкових механізмів з роликовим штовхачем методом обертання руху будують центровий (теоретичний) профіль кулачка. Потім визначають радіус ролика r_p за умов: $r_p \leq 0,8\rho_{\min}$ і $r_p \leq 0,4R_{\min}$ де ρ_{\min} – мінімальний радіус кривини центрального профілю. Мінімальний

радіус кривини визначають приблизно як радіус кола, що проходить через три точки, що лежать на ділянці центрального профілю з максимальною кривиною (при цьому обов'язковою є перевірка увігнутих ділянок профілю).

Після визначення радіуса ролика будують конструктивний (робочий) профіль кулачка як обгинальну сімейства кіл радіуса r_p , розташованих на центральному профілі.

Профіль кулачка механізмів з тарілчастим штовхачем отримують як обгинальну послідовних положень тарілки штовхача відносно кулачка (див. додаток Б, арк. 4.2). Точки дотику профілю кулачка з тарілкою штовхача знаходяться на відстані $b_j = y_{(ds/d\varphi)_j} \mu_{(ds/d\varphi)}$, м, від прямої, що проходить через центр кулачка паралельно напрямній штовхача. Отже, радіус тарілки повинний задовольняти умові $r_m \geq |b_j|_{\max}$.

3.4.4. Для завдання 5 профіль замикаючого кулачка будують за умови забезпечення сталості відстані між центрами роликів, установлених на коромисловому штовхачу, для всіх положень кулачкового механізму. Відстань між роликками необхідно обрати такою, щоб профілі основного і замикаючого кулачків не перетиналися.

3.4.5. З аналізу закону зміни аналога пришвидшення вихідної ланки випливає, що під дією виникаючої сили інерції можливий відрив штовхача від поверхні кулачка в другій половині фази віддалення і першій половині фази наближення, тобто в областях від'ємних значень аналога пришвидшення штовхача. Тому найбільша сила інерції, що виникає при поступальному русі штовхача, буде дорівнювати, Н,

$$F_{in \max} = m_{шт} \omega_k^2 \left| y_{\max}'' \mu \left(d^2 s / d\varphi^2 \right) \right|,$$

де $m_{шт}$ – задана маса штовхача, кг; $\omega_k = \pi n_k / 30$ – кутова швидкість кулачка, рад/с, y_{\max}'' – максимальна від'ємна ордината графіка аналога пришвидшення штовхача в зазначених областях, мм.

Якщо прийняти, що найбільша сила пружності замикаючої пружини $F_{\max} \approx 1,8 F_{in \max}$, сила попереднього натягу пружини

$F_0 \approx 0,3F_{\max}$, то відповідна жорсткість буде дорівнювати $c = (F_{\max} - F_0)/h \approx 1,26 F_{\text{ін max}}/h$, Н/мм (h – хід штовхача, мм).

Найбільший момент сил інерції коромислового штовхача, Н·м,

$$M_{\text{ін max}} = I_k \omega_k^2 \left| y_{\max}'' \mu \left(d^2 \beta / d\varphi^2 \right) \right|,$$

де I_k – осьовий момент інерції коромисла, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$.

У цьому випадку $F_{\max} \approx 1,8 M_{\text{ін max}} / l_{\text{пр}}$, де $l_{\text{пр}}$, м, – відстань від осі обертання коромисла до точки закріплення замикаючої пружини, що вибирається виходячи зі схеми і розмірів кулачкового механізму. Тоді жорсткість пружини дорівнює $c = 0,7 F_{\max} / (\beta_{\max} l_{\text{пр}})$, Н/м, де β_{\max} – кутовий хід коромислового штовхача, рад.

3.4.6. Кути тиску визначають використовуючи діаграму $s(ds/d\varphi)$ або $\beta(d\beta/d\varphi)$ (у випадку коромислового штовхача), побудовану для визначення мінімального радіуса кулачка. Для цього з'єднують точки діаграми з обраним центром кулачка прямими лініями (кожна така лінія визначає напрям нормалі до профілю кулачка в розглянутому положенні штовхача) і вимірюють у кожному положенні кут між цією лінією і відповідним вектором лінійної швидкості центра ролика, установленого на штовхачу. Кути тиску можна визначити й іншими методами, викладеними в рекомендованій літературі, наприклад, за допомогою планів швидкостей [1, 2]). Кут тиску приймається додатним, якщо суміщення нормалі до профілю кулачка з вектором швидкості центра ролика здійснюється поворотом її в напрямі протилежному напрямку обертання годинникової стрілки.

За отриманим значенням кута тиску будують графік його зміни в залежності від кута повороту кулачка в масштабі μ_α , град/мм.

3.4.7. Програма "Кулачок" для ПК дозволяє в діалоговому режимі ввести вихідні дані і виконати обчислення всіх параметрів проектованого кулачкового механізму. Робота програми закінчується розрахунком значень радіусів-векторів спроектованих центрового і конструктивного (робочого) профілів кулачка, які аналізують і порівнюють з результатами графічних побудов.

4. Елементи наукового дослідження при проектуванні

Зібрані в посібнику учбові завдання є нерівноцінними за складністю й трудомісткістю. Найбільш складні завдання можуть становити основу магістерської дипломної роботи, при цьому окремі етапи проектування обов'язково містять такі загальні елементи наукового дослідження, як інформаційний пошук, опис особливостей функціонування конкретної машини, елементів управління, систем мащення, віброзахисту, переваг та недоліків відомих рішень, обґрунтування актуальності відповідного наукового дослідження з складанням реферату, що включають як розділ до розрахунково-пояснювальної записки.

В навчальній практиці з дисципліни ТММ найбільш поширеними є такі напрямки досліджень, що містять аналіз структури, кінематики і динаміки окремих відповідальних вузлів машини з метою пошуку і встановлення рішень, близьких до оптимальних за критеріями швидкодії, ККД, віброактивності, точності та вартості виготовлення, зручності компонування, технологічності, тощо. Означені напрямки наукових досліджень безпосередньо пов'язані з спеціальностями та сучасною тематикою магістерських дипломних робіт для студентів інститутів машинобудування (ІМБ), промислових технологій, дизайну та менеджменту (ІПТДМ), електромеханіки та енергоменеджменту (ІЕЕ). Важливою умовою для розвитку творчості та самостійності є використання студентами в курсовому проектуванні результатів новітніх досліджень, в тому числі міжнародних стандартів на методи розрахунків і технічних вимог до продукції сучасного машинобудування.

Отже, знання, навички та результати, отримані студентами під час курсового проектування з дисципліни ТММ можливо закріпити і використати в подальших магістерських роботах, зокрема за наступними темами:

- Шляхи підвищення ресурсу деталей верстата, що працюють в умовах тертя та зношування;
 - Оптимальне управління і компонування технологічних машин-автоматів;
 - Підвищення технічного рівня головних передач і трансмісій вантажних автомобілів;
 - Покращення динамічних характеристик підвіски автомобіля;
-

- Дослідження плавності ходу легкового автомобіля;
- Засоби зниження енергоємності мостових кранів;
- Автоматизація управління і узгодження руху допоміжних механізмів електротранспорту;
- Оптимізація управління та компоновання технологічних машин-автоматів.

Відповідні теми досліджень потребують самостійного і більш поглибленого вивчення студентом деяких спеціальних розділів курсу ТММ. Необхідні пояснення і приклади практичного рішення окремих задач наведені нижче, а також містяться в рекомендованій літературі [9,10,11 та ін.].

4.1. Математичні моделі й оптимізація

Підвищення технічного рівня, надійності та довговічності машин у першу чергу пов'язують з переходом на новітні високоякісні матеріали, удосконаленням технології обробки деталей, застосуванням антифрикційних засобів, тощо. Однак основні якості нової машини чи механізму закладають вже на першому етапі проектування, коли тільки обирають структурну схему і головні кінематичні параметри. Ось чому більш доцільним і ефективним є дослідження першопричин та запобігання шкідливих явищ, зокрема значно легше усунути великі перевантаження, ніж обирати або створювати надміцні матеріали, які здатні ці перевантаження витримати.

Раціональним підбором структури, компоновки та оптимізацією основних геометричних, кінематичних і динамічних параметрів механізму чи машини можливо не тільки підвищити їх надійність і довговічність, але й значно зменшити габарити і масу. При цьому досягнення позитивних результатів, як правило, не потребує додаткових матеріальних витрат, але потребує глибоких знань проектувальника в області теорії механізмів і машин. Через недоліки проектування, наприклад, через наявність надлишкових в'язів, механізми отримують властивості статично-невизначеної жорсткої системи. Рух таких механізмів стає можливим лише за рахунок зазорів в кінематичних парах і пружних деформацій ланок. Це зумовлює виникнення додаткових значних зусиль, ударів в кінематичних парах, вібрації й шуму, погіршення умов тертя та мащення. Отже правильно спроектований механізм раціональної структури має бути не чуттєвим

до деформацій стояка (тримальної рами) для запобігання затисненню кінематичних пар [11, 25].

В більшості випадків проектування механізмів і машин вибір оптимальної структури не вдається формалізувати як певну математичну задачу, через що її розв'язок залежить від досвіду конструктора та наявності довідкової бази даних про аналогічні вироби високого технічного рівня [9, 15].

Відхилення вихідних координат від заданих зумовлено рядом чинників, серед яких важливе значення має обмежена точність виготовлення елементів кінематичних пар та інших деталей і вузлів механізмів. При масовому виготовленні первинні похибки для партії деталей стають випадковими величинами, а вихідні характеристики механізму повинні визначатись як імовірнісні. Встановлення відповідних співвідношень і аналіз показників точності за положеннями вихідних ланок, їх швидкостями і пришвидженнями потребує опанування спеціальними розділами ТММ, математики й застосування сучасної обчислювальної техніки. При цьому необхідним етапом наукового дослідження стає розробка певних математичних та комп'ютерних моделей [13, 14, 18].

Математична модель в техніці – це сукупність чисел, змінних, матриць, множин та відношень між ними у вигляді формул, рівнянь, нерівностей, що описують стан, властивості або поведінку певного технічного об'єкту (механізму, машини, їх окремих вузлів, деталей, елементів) та пов'язаних з цим процесів. Відповідно, *моделювання* – це процес дослідження об'єкту шляхом створення його моделі й оперування нею з метою отримання певної корисної інформації про цей об'єкт. Якщо складність та обсяг обчислень за розробленою моделлю потребує застосування ЕОМ, то реалізація відповідної моделі у вигляді алгоритмів та програм розрахунків має назву *комп'ютерної моделі*.

Математичні моделі можуть мати форму системи рівнянь, матричну, графову, векторну. Моделі можуть бути лінійними або нелінійними, неперервними або дискретними, аналітичними або алгоритмічними, статичними або динамічними, тощо. *Аналітичні моделі* уявляють собою явні залежності вихідних параметрів від вхідних, на відміну від алгоритмічних, поданих у формі алгоритму, що опрацьовує і переробляє множину вхідних даних в множину вихідних. Зокрема, *імітаційні моделі* є окремим випадком алгоритмічних і

віддзеркалюють поведінку об'єкту при заданих, змінних за часом зовнішніх діях [16, 21].

Математичні моделі за точністю віддзеркалення реальних об'єктів чи процесів поділяють на рівні (від нульового і вище). Моделі високого рівня, побудовані на фундаментальних законах механіки, дозволяють визначити якісні та кількісні параметри об'єкту проектування без виготовлення та випробувань дослідного зразка. Без розробки та опрацювання математичних моделей високого рівня неможливо створити систему автоматизованого проектування (САПР). У сучасній практиці проектувальників та конструкторів виробів машинобудування поширені різноманітні програмні пакети, зокрема різні версії *Unigraphics*, *AutoCAD*, *MathCAD*, *MathLab*, *Pro/ENGINEER*, *AutoDesk*, *ANSYS* та ін., які надають можливість досить ефективно проаналізувати, спроектувати та дослідити типові машинобудівні конструкції практично будь-якої складності, однак потребують значного часу на опанування та підготовку вхідних даних, що не завжди відповідає можливостям навчального процесу. Для проектування структурних схем механізмів та їх кінематичного і динамічного аналізу однією з найбільш використовуваних і відносно простих для освоєння є програмний комплекс імітаційного моделювання механічних систем *ADAMS* компанії *Mechanical Dynamics*.

Більшість запропонованих в даному посібнику навчальних задач з динамічного аналізу і синтезу механізмів вирішують на комп'ютерних моделях за допомогою спеціально розроблених, вузько зорієнтованих програм, розроблених співробітниками кафедри М і ДМ. Надання подібним моделям, програмам і алгоритмам якості універсальності розширює можливості їх використання, як в навчальних, так і в дослідницьких цілях, отже може служити темою відповідного індивідуального завдання для студентів [2, 13].

Теорія оптимізації виникла і продовжує розвиватись завдяки сумісним зусиллям математиків, механіків, інженерів, економістів, інших науковців та практиків, які опікуються створенням, або управлінням складних технічних і економічних систем. Перша з відомих наукових робіт з оптимізації – розрахунок балки рівного опору, належить Г. Галілею, а оптимізацію параметрів важільного механізму для реалізації заданої траєкторії вперше виконав акад. П.Л. Чебишев. Особливу актуальність цей напрямок прикладної математики набув в епоху ЕОМ, оскільки реалізація розроблених алгоритмів пошуку

екстремальних значень функцій і функціоналів є надзвичайно трудомісткою.

Теорію оптимізації в техніці застосовують і розвивають за наступними двома напрямками:

- *параметрична оптимізація*, що забезпечує оптимальні параметри елементів заданої структури;
- *структурно-параметрична оптимізація*, що передбачає вдосконалення структурної схеми.

При цьому, оптимізація може бути *однокритеріальною*, тобто здійснюваною за одним домінуючим критерієм, і *багатокритеріальною*, що здійснюється за рядом критеріїв. При однокритеріальній оптимізації всі можливі критерії якості конструкції чи процесу, крім основного, враховують у вигляді обмежень і призначають границі їх застосування. Така оптимізація є найбільш простою і використовується як допоміжна (перше наближення) в діалоговому режимі проектувальника і ЕОМ. Вона дозволяє вирізнити найбільш важливі критерії й параметри, що впливають на якість проекту, скоротити їх число і полегшити багатокритеріальну оптимізацію.

Застосування певного критерію оптимізації при проектуванні залежить у першу чергу від призначення машини. Так, для більшості технологічних машин ударної дії, наприклад, кувальних машин, пресів подвійної дії, чеканочних та ін. (завдання 5, 7, 14, 15) таким критерієм обирають ударну потужність машини

$$N = E \cdot n,$$

де E – кінетична енергія одиничного удару;

n – кількість ударів в одиницю часу.

При цьому доцільним вважають збільшення частоти ударів, оскільки продуктивність машини, в більшості випадків, є пропорційною її ударній потужності. На величину енергії одиничного удару накладають обмеження, як зверху (виходячи з умов розрахункової міцності деталей машини), так і знизу (виходячи з умов виконання певного технологічного процесу).

При проектуванні кулачкових механізмів необхідно, як правило, забезпечити мінімальні габарити і реалізацію певного закону руху,

заданого, наприклад, для механізму з роликовим штовхачем у вигляді функцій

$$S = S(\varphi) ; \quad S' = dS/d\varphi; \quad S'' = d^2S/d\varphi^2 ,$$

де S – переміщення штовхача;

φ – кут повороту кулачка.

Максимальний радіус-вектор профілю кулачка визначають за рівнянням [2]

$$R_{\max} = \sqrt{S_{\max}^2 + R_0^2 + 2S_{\max} \sqrt{R_0^2 - e^2}} ,$$

де S_{\max} – максимальне переміщення штовхача;

R_0 – мінімальний радіус-вектор кулачка;

e – ексцентриситет.

Додатковою умовою синтезу в цьому випадку може бути обмеження кута тиску ν кулачка на штовхач, який визначають, наприклад, за рівнянням

$$\operatorname{tg} \nu = \frac{S' - e}{(S + \sqrt{R_0^2 - e^2})} .$$

Таким чином задача оптимального проектування даного кулачкового механізму зведена до визначення таких величин R_0 і e , що забезпечують мінімальне значення функції R_{\max} при виконанні умов

$$\frac{S' - e}{(S + \sqrt{R_0^2 - e^2})} \leq \operatorname{tg} \nu; \quad R_0 - e \geq 0 .$$

Відповідний алгоритм визначення оптимальних значень параметрів можна побудувати на основі відомих математичних методів рішення задач нелінійного програмування, зокрема градієнтних методів (Гауса-Зейделя, найскорішого спуску) або методів випадкового пошуку (Монте-Карло, статистичного моделювання) [18, 24].

Проектування машин і механізмів – це процес неперервного пошуку компромісних варіантів в умовах таких вимог до технічної системи, що перечать один одному. При суперечливих вимогах

споживача (наприклад, мінімальні маса і габарити – максимальні продуктивність, ККД, швидкодія) неможливо водночас задовольнити всі критерії. *Багатокритеріальна оптимізація* потребує дослідження впливу та взаємовпливу водночас багатьох чинників. *Оптимальними за Парето* називають такі системи (конструкції), в яких неможливо покращити жоден з критеріїв якості без погіршення інших.

Застосування сучасного програмного забезпечення САПР передбачає активну участь проектувальника в аналізі варіантів, оптимізації, прийнятті рішень. Саме такий творчий підхід до проектування необхідно формувати і реалізовувати в курсовому проекті з ТММ, враховуючи, що всі вирішувані задачі за суттю є багатокритеріальними з широкою множиною керованих параметрів.

Для організації наукових досліджень студентів за означеними напрямками в межах курсового проектування з ТММ можливими є наступні варіанти завдань:

- Вибір критерію і оптимізація структурної схеми механізмів ДВЗ [11, 26];
- Вибір критерію і синтез оптимальної структурної схеми редуктора [2, 20];
- Проектування планетарного редуктора при використанні зубчастих коліс зі зміщенням [20, 26];
- Мінімізація габаритів кулачкового механізму з роликівим штовхачем при обмеженні кутів тиску [2, 10, 27];
- Мінімізація контактних напружень в кулачковому механізмі при обмеженні його габаритів [2, 10, 18];
- Дослідження коливань і синтез кулачкових механізмів за умови безударного руху [19, 21];
- Дослідження характеристик тертя і зчеплення шин автомобіля з дорожнім покриттям [24, 28];
- Дослідження амортизаційних систем легкового автомобіля і обґрунтування оптимальних параметрів демпфування підвіски [21, 24].

4.2. Індикаторні діаграми та їх застосування

При вирішенні задач силового розрахунку механізму і визначенні махових мас необхідно знати зосереджену силу, діючу на робочу ланку досліджуваного механізму. Ця сила (рушійна або корисного опору) є

величиною змінною, зокрема функцією положення повзуна в двигунах внутрішнього згоряння, парових машинах, компресорах, насосах, металообробних верстатах, тощо. Для кожного з положень механізму вона може бути визначена, якщо задана відповідна індикаторна діаграма машини. Таку діаграму, наприклад для двигуна внутрішнього згоряння, визначають при записі тиску газу в циліндрах за допомогою спеціального індикаторного приладу. Користуючись подібними діаграмами в курсовому проекті з ТМ і М визначають сили, що діють на повзун двигуна або робочої машини залежно від кута повороту кривошипа. Індикаторні діаграми (графіки зусиль на виконавчому органі) для всіх машин повинні викреслюватися у великому масштабі. Це полегшує їх обробку.. Докладніше це питання розглянуто стосовно наведених в посібнику варіантів завдань.

Поперек-стругальні та довбальні верстати (завдання 1-4).

Приклад кінематичної схеми приводу поперек-стругального верстату наведено на рис. А.1, а. Зусилля різання визначають за діаграмою сил корисного опору (рис. А.1, б). Напрямок зусилля $F_{\text{ко}}$ завжди протилежний напрямку руху веденої ланки - повзуна 5. Під час руху повзуна з правого крайнього положення в ліве виконується так називаний холостий хід, силою опору є зусилля тертя в кінематичних парах, значення якого значно менше за величину зусилля $F_{\text{ко}}$, тому в наведених завданнях для спрощення розрахунків ним обґрунтовано нехтують. Під час робочого ходу, коли різець торкається оброблюваної деталі й починається процес стругання, зусилля $F_{\text{ко}}$ миттєво зростає й залишається приблизно постійним до виходу різця за межі деталі, коли зусилля знову миттєво знижується до нуля.

Слід мати на увазі, що робочий хід повзуна виконується за більший період часу, ніж холостий хід, і відповідає більшому значенню кута повороту кривошипу.

Горизонтально-кувальна машина (завдання 5).

Одну з найбільш поширених у верстатобудуванні схем такої машини наведено на рис. А.5, а. На приводному валу закріплено шестерню z_4 , що зачеплена з колесом z_5 , яке обертає колінчастий вал. Колінчастий вал 1, шатун 2 і висадочний повзун 3 складають основний механізм горизонтально-кувальної машини. Зусилля штампування направлено у протилежний до руху повзуна з робочим органом – пуансоном напрям і визначається згідно діаграми сил корисного

опору. При цьому сили тертя в кінематичних парах є незначними і обгрунтовано прийняті рівними нулю. Затиснення оброблюваної заготовки виконується механізмом, що складається з кулачка, роликів, повзуна і важелів DE , EW , EL , EF , FM , FK . При переміщенні повзуна з правого мертвого положення в ліве під час робочого ходу зусилля штампування визначається ординатами графіка на рис. А.5, б. При зворотному ході повзуна штампування не відбувається і зусилля приймають рівними нулю. Потім робочий цикл повторюється.

Преси різної структури: кривошипно-колінчастий (завдання 6), подвійної дії (7), чеканочний (14,15) та балансирний (16).

Для означених верстатів типові діаграми сил корисного опору наведені у відповідних завданнях. Їх зміст та застосування аналогічні викладеному для горизонтально-кувальної машини.

Чотиритактний двигун внутрішнього згоряння (завдання 8, 12, 13).

Схему одного з циліндрів подібного двигуна наведено на рис. А.8, а. Рушійною силою, діючою на поршень машини, є сила тиску газів, що утворюються при горінні пального в камері згоряння. Характер зміни питомого тиску газів p_i на поршень при переміщенні останнього відображує індикаторна діаграма $p_i = f(s)$ (рис. А.8, б). Відповідна сила тиску визначається з рівняння

$$F_i = p_i A,$$

де A – площа поршня.

Розглянемо робочий процес двигуна. У верхньому крайньому положенні поршня починається процес горіння палива, що поступило в циліндр у вигляді суміші з повітрям при всмоктуванні або уприснуто за допомогою форсунки в кінці такту стиснення. Гази, що утворюються при горінні палива, підвищують тиск на поршень згідно лінії ab і переміщують його донизу. Подальше переміщення поршня супроводжується розширенням газів і зменшенням тиску, що на індикаторній діаграмі відповідає кривій bc . Переміщення поршня від верхньої мертвої точки (ВМТ) до нижньої (НМТ) відповідає такту розширення (робочий хід). У положенні поршня, близькому до нижнього крайнього положення, відкривається вихлопний клапан. Відпрацьований газ, тиск якого на поршень на (0,015 – 0,02) МПа вище

за атмосферний, через відкритий вихлопний клапан виходить в атмосферу.

Поршень з нижнього крайнього положення переміщується догори під дією кінетичної енергії, наданої важільному механізму під час такту розширення. Відповідне переміщення поршня відповідає такту виштовхування відпрацьованого газу, при якому тиск на індикаторній діаграмі змінюється за лінією df .

Третій хід поршня двигуна має назву такту впуску. Поблизу верхнього крайнього положення поршня під час другого такту (вихлопу) відкривається всмоктуючий клапан і при русі поршня донизу відбувається нагнітання повітря з атмосфери або горючої суміші з карбюратора при рівні тиску на поршень приблизно на 0,01 – 0,02 МПа вище за атмосферний. Такту впуску на діаграмі відповідає лінія fd .

Четвертий хід поршня називається тактом стиснення. При русі поршня догори впускний клапан закривається і надалі відбувається стиснення всмоктаного повітря або горючої суміші. Тиск при цьому змінюється відповідно до лінії da діаграми. На цьому робочий цикл двигуна закінчується і подалі відбувається повторення тактів, тобто робочий цикл машини відповідає двом обертам кривошипа.

З опису робочого процесу чотиритактного двигуна випливає, що кінетична енергія, надана ланкам механізму під час такту розширення, використовується потім як джерело руху в наступних тактах.

При виконанні курсового проекту необхідно, використовуючи отримане завдання, побудувати індикаторну діаграму в такому ж масштабі переміщень, в якому побудовано план положень. Слід мати на увазі, що для такту впуску і на початку такту стиснення тиск може бути більше або менше за атмосферний. В результаті в завданнях 12, 13 тиск p_i виявляється від'ємним. Це означає, що сила тиску на поршень діятиме в протилежну сторону, тобто під поршень з боку картера, тоді як в решті положень сила F_i діє на поршень збоку камери згоряння.

Двотактний двигун внутрішнього згоряння (завдання 9).

На рис. А.9, а наведено схему двотактного дизельного двигуна з випускним і продувним колекторами. Повітря, що подається продувним насосом, потрапляє в ресивер, звідти по трубопроводу поступає в камеру і далі через випускні (продувні) вікна в циліндр двигуна. Продукти горіння спочатку в результаті вільного випуску, а далі під впливом продувного повітря поступають через випускні вікна у

вихлопну (випускн) систему: випускн камеру, трубопровід і випускний ресивер. Пальне в циліндр подається через фор-сунку.

При підході поршня до верхнього мертвого положення в момент, відповідний точці a на індикаторній діаграмі (рис. А.9, б), відбувається уприскування пального в циліндр через форсунку. Повітря в циліндрі унаслідок стиснення нагрівається до температури запалювання пари пального, через що, воно спалахує, тиск в циліндрі швидко зростає і досягає значення, відповідного точці b на діаграмі. При русі поршня з верхнього мертвого положення в нижнє тиск в циліндрі зменшується, що відповідає лінії bcd діаграми. Коли поршень опуститься до рівня випускних вікон, продукти горіння починають виходити з циліндра у вихлопн систему (точка c на діаграмі). Тиск продовжує падати. Трохи пізніше відкриваються продувні (впускні) вікна. Повітря з ресивера подається в циліндр і витісняє звідти відпрацьовані гази. Процес продування продовжується і після того, як поршень досягне нижнього мертвого положення. При русі поршня догори тиск в циліндрі спочатку залишається постійним, рівним тиску повітря в ресивері (лінія de діаграми) і дещо перевершує атмосферний. Потім поршень перекриває продувні і випускні вікна в циліндрі і починається процес стиснення (лінія ea діаграми). У точці a відбувається подача пального і робочий цикл повторюється.

Визначення тиску за індикаторною діаграмою виконують так само, як і в описаному вище прикладі. Враховуючи, що тиск в процесі продування більше за атмосферний, силу тиску F_i у всіх положеннях слід направляти зверху донизу, тобто з боку камери згоряння на поршень.

Поршневий компресор подвійної дії (завдання 10).

Принципову схему поршневого компресора зображено на рис. А.10, а.

Циліндр компресора обладнаний чотирма клапанами, з яких верхні - нагнітальні, а нижні – впускні.

Компресор приводиться до руху від електромотора, силу тяги якого вважають постійною. Корисним опором в компресорі є зусилля на поршні F , яке зумовлено різницею тиску на праву і ліву сторони поршня стислого повітря або газу, тобто

$$F = (p_1 - p_2) A.$$

Закон зміни тиску p_1 і p_2 дає індикаторна діаграма компресора (рис. А.10, б).

Розглянемо індикаторну діаграму лівої сторони. Коли поршень починає рух від лівого мертвого положення до правого, то позаду поршня утворюється розрідження (від збільшення об'єму в замкнутому просторі, оскільки клапани правої порожнини в цей період закриті) і під дією атмосферного тиску відкривається нижній впускний клапан. У циліндрі починається всмоктування повітря (у разі повітряного компресора) або газу (у разі компресора газового). Позаду поршня встановлюється тиск всмоктування $p_0 < 0,1 \text{ МПа}$. Різниця тиску $(0,1 - p_0)$ витрачається на подолання опорів у впускному клапані та надання швидкості вхідному газу. Тиск позаду поршня p_0 залишається незмінним в процесі всього ходу, доки повзун переміщується на величину ходу поршня H_C . На діаграмі цьому процесу відповідає лінія da . При зворотному ходу розрідження негайно припиняється, нижній впускний клапан закривається, а верхній нагнітаючий - залишається закритим під дією пружини. Завдяки зменшенню об'єму в замкнутому просторі в лівій порожнині циліндра починається збільшення тиску, тобто відбувається процес компресії, або стиснення (на діаграмі цьому відповідає лінія ab). Після досягнення тиску нагнітання $p_d = p_n$, відповідного точці d , відкривається верхній нагнітаючий клапан (тиск стислого газу долає опір пружини, відрегульованої на тиск p_n). Тиск перед поршнем зберігається постійним і рівним p_d , тобто починається процес нагнітання стислого повітря або газу в трубопровід високого тиску, який підводить стисле повітря або газ до місця споживання або зберігання. На діаграмі процес нагнітання зображений лінією bc .

На контурі діаграми нанесені стрілки, що відповідають ходу поршня при реалізації певних ліній діаграми. Аналогічний вигляд має діаграма при правильно відрегульованих клапанах і для правої сторони поршня (рис. А.10, б). Напрямок послідовності процесу тут зворотний – стисненню відповідає рух поршня не зліва направо, а справа наліво.

Для зворотного ходу поршня розрахунок сили F доцільно виконувати за формулою

$$F = (p_2 - p_1) A,$$

оскільки при зворотному ході тиск p_2 залишається весь час більшим за p_1 .

Так само, як для стругального або довбального верстатів, за діаграмою визначають не питомий тиск на поршень, а зосереджену силу, діючу на робочий орган – пуансон. Подібними діаграмами користуються при визначенні зусиль на робочі органи механізмів кувалдної машини (завдання 6), пресу-автомата подвійної дії (завдання 7) та інших аналогічних машин.

Парова машина подвійної дії (завдання 11).

Принципову схему означеної машини наведено на рис. А.11, а. Циліндр машини обладнаний чотирма клапанами, рухом яких управляють кулачкові механізми. Сила тиску на поршень визначається з рівняння

$$F = (p_1 - p_2) A,$$

де p_1 і p_2 – питомий тиск на ліву і праву сторони поршня.

Простежимо за зміною тиску пари з лівого боку поршня (рис. А.11, б). Коли поршень відходить від лівого мертвого положення і рухається вправо, то кулачковий розподільний механізм відкриває відповідний клапан, свіжа пара надходить до циліндру і тисне на поршень з тиском p_b . Це продовжується до тих пір, поки поршень не приходить в положення, відповідне точці с діаграми, після чого клапан закривається і в циліндрі починається процес розширення пари – крива cd діаграми. Розширення закінчується в точці d , коли поршень приходить в праве мертве положення. У правому мертвому положенні відкривається відповідний клапан і тиск швидко знижується з тиску p_d , що відповідає точці d , до тиску p_0 , що відповідає точці e . Після цього починається рух поршня з права наліво, причому відповідний випускний клапан весь час залишається відкритим, а протитиск підтримується приблизно рівним $p_0 = 0,11$ МПа при випуску пари в атмосферу і $p_0 = 0,025$ МПа при випуску пари в конденсатор. Коли поршень приходить в точку f закривається випускний клапан і в циліндрі починається процес стиснення по лінії fa до приходу поршня в ліве мертве положення, коли знову відкривається впускний клапан і тиск швидко підіймається з p_a до p_b , далі робочий цикл повторюється.

Стрілки, поставлені над лініями контуру діаграми, показують напрям переміщення поршня згідно певній лінії діаграми (наприклад,

лінія bcd діаграми відноситься до ходу поршня зліва направо, а лінія efa – до ходу з права наліво).

У завданнях з курсового проектування і в конструкторській практиці індикаторні діаграми парової машини для лівої і правої порожнини циліндра звичайно об'єднують на одному кресленні. Отже, на цій же схемі (див. рис. А.11, б) зображено індикаторну діаграму правої порожнини циліндра. Перебіг процесу, що відбувається в циліндрі, відповідає обходу її контуру проти ходу годинникової стрілки. При переміщенні поршня з права наліво рівняння для сили F має вигляд

$$F = (p_2 - p_1) A,$$

оскільки на цьому такті майже весь час тиск $p_2 > p_1$.

4.3. Узгодження руху виконавчих механізмів в машинах циклічної дії

Сучасні енергетичні і виробничі (технологічні та транспортні) машини побудовані як складні *механічні системи*, компонентами яких є основні і допоміжні механізми, пристрої для запуску – зупинки, прилади контролю й управління, різні блокування, тощо. Проектування таких систем зводиться до аналізу і синтезу окремих компонентів з урахуванням їхніх різноманітних взаємозв'язків у загальній системі і виконується методом послідовної оптимізації конструкції за багатьма критеріями.

Машини з циклічним рухом виконавчих органів (ВО) застосовують в різних галузях промисловості, у сільському господарстві, на транспорті, тощо. При цьому *машинами з жорстким циклом* називають такі, у яких є *кулачковий розподільний вал* або *кулачковий командоапарат*, кожному положенню якого відповідають цілком визначені положення всіх ВО. Система управління машин з жорстким циклом: автоматів, напіваавтоматів та автоматичних поточних ліній, забезпечує необхідну узгодженість (синхронізацію) переміщень ВО в залежності від часу і функціонує за програмою, що задається у вигляді *колової, прямокутної або лінійної циклограми* (рис. 3).

На колових та прямокутних циклограмах інтервали окремих фаз руху або технологічних операцій вирізняють штрихами, або товстими лініями. Такі циклограми звичайно доповнюють назвами окремих етапів

руху чи операцій. На лінійній циклограмі графіки переміщень ВО умовно зображують нахиленими прямими (нахил догори – фаза віддалення, донизу – наближення), а фази зупинки – горизонтальними прямими.

При управлінні за допомогою кулачкового розподільного вала всі ВО приводяться до руху безпосередньо від кулачків, тобто система управління є поєднаною з механізмами передачі руху до ВО. Якщо необхідно зменшити навантаження на кулачки, то кожному ВО надають індивідуальний електро- або гідропривід, а систему управління відокремлюють в пристрій, що зветься командоапаратом. При управлінні за часом цей пристрій складається з рівномірно обертового вала з регульованими кулачками, котрі через певні проміжки часу натискають на перемикачі, які включають той чи інший привід [5, 6, 8].

При проектуванні подібних машин розрізняють два цикли: *робочий і кінематичний*. *Періодом робочого циклу* називають проміжок часу T_p , після закінчення якого повністю повторюються операції обробки і переміщення матеріалів у технологічних машинах, або фази перетворення енергії в енергетичних машинах. *Кінематичний цикл* відповідає періодові часу T_k , по закінченні якого всі ВО машини приходять у початкові положення, а їхні швидкості і прискорення дорівнюють початковим значенням. Робочий цикл машини може дорівнювати одному або декільком кінематичним циклам.

Наприклад, у чотиритактному двигуні внутрішнього згоряння (завдання 8, 13) *основним* є кривошипно – повзунковий механізм, його ланки сприймають більшу частку діючих навантажень, передають потужність, що розвивається, на колінчастий вал і виконують основну корисну роботу за період T_p , який відповідає двом обертам *основного* колінчастого вала.

Кулачкові механізми приводу впускного і випускного клапанів, а також розподілу запалювання є *допоміжними*, кінематичний цикл їхньої роботи відповідає одному оберту управляючого розподільного вала (рис. 4, а), при цьому рух ВО (поршня, клапанів і переривача запалювання) за часом є однозначно взаємозалежними. Переміщення ВО інших допоміжних механізмів, наприклад, штока масляного насоса (завдання 9, 11, 16), є незалежними, що дозволяє здійснити їхній привід від будь-якого вала (колінчастого, кулачкового, ротора індивідуального двигуна) і тим спростити конструювання, або підвищити надійність всієї машини.

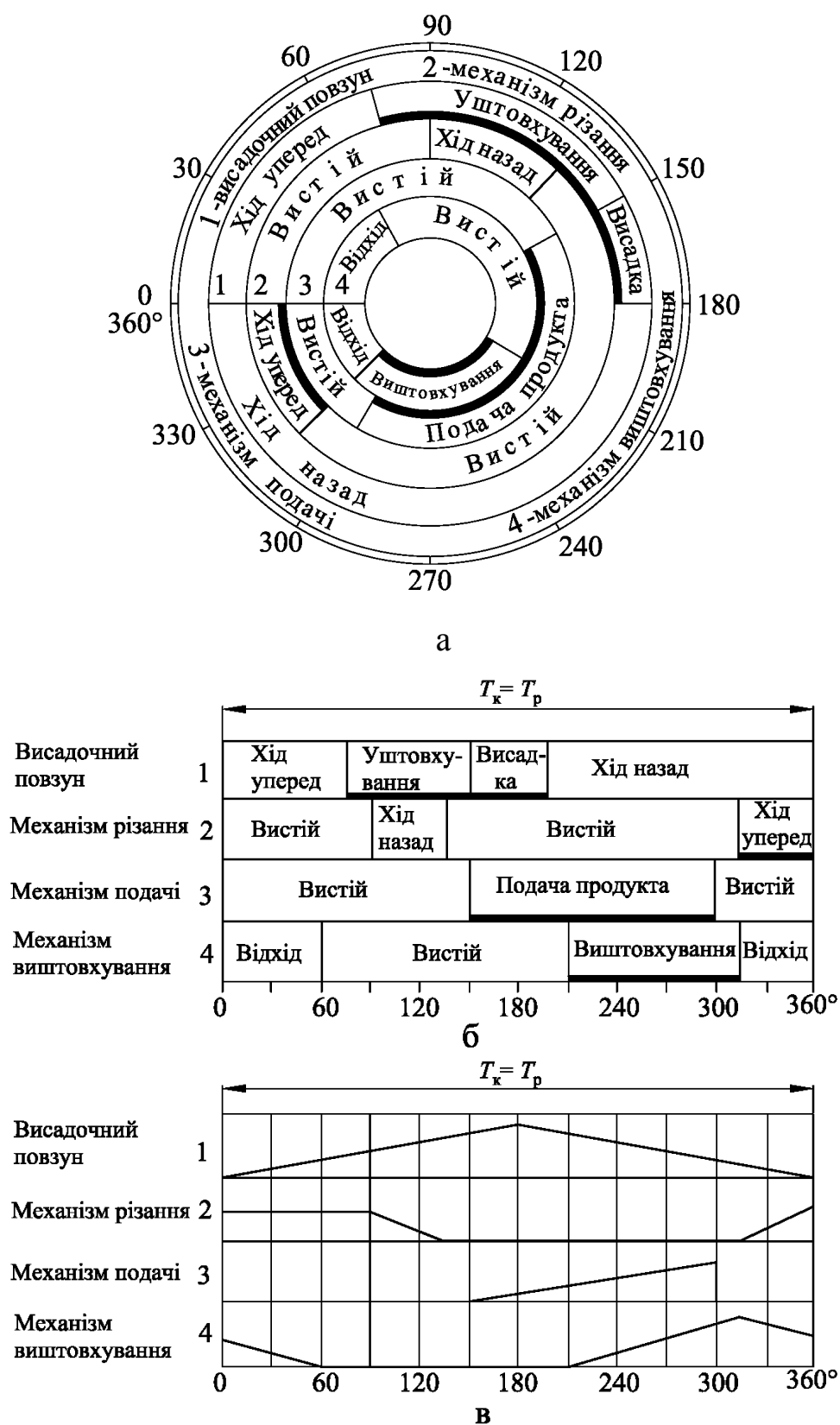


Рис. 3. Схеми циклограм ВО преса-автомата для виготовлення цвяхів:
а – колова; б – прямокутна; в – лінійна

В подібних машинах для забезпечення узгодженої роботи всіх ВО достатньо в системі управління визначити кут встановлення кожного кулачка відносно певної фіксованої бази відліку. При цьому циклограму найпростіше зображувати прямокутником (рис.4, б), довжина якого пропорційна одному оберту *управляючого* вала, а кожен рядок відповідає певному ВО і поділено на відрізки, пропорційні *фазовому часу* t_j , або певним *фазовим кутам* φ_j , тобто кутам оберту *основного* вала, відлічуваним від початкового його положення до положення, що відповідає початкові циклу j -того ВО. При рівномірному обертанні основного вала ($\omega_K = \text{const}$)

$$\varphi_j = \omega_K t_j = \frac{2\pi}{T_K} t_j \forall j = \overline{1; n}.$$

Фазові кути φ_j відраховуються від початкового положення основного вала в напрямку його обертання. Наприклад, у чотиритактному двигуні внутрішнього згоряння хід поршня (перший такт) проходить за час оберту кривошипа на 180° , що відповідає на циклограмі (рис.4, а) фазовому куту, рівному 90° (кутова швидкість кулачкового розподільного вала в два рази менше, ніж колінчастого).

Фазовий час t_j і час циклу роботи T_j кожного ВО визначають шляхом раціонального розподілу сумарного фазового кута φ_Σ між тактами робочих циклів окремих ВО з урахуванням встановленого критерію оптимальності (наприклад, максимальної швидкодії, мінімальних динамічних навантажень на ланки механізмів, тощо.)

[7, 12, 19]. Значне збільшення продуктивності машин досягають шляхом оптимального сполучення інтервалів руху різних ВО, так називаним *ущільненням циклограм*. Так, наприклад, в механізмах карбюраторних ДВЗ (завдання 8, 12, 13) впускний клапан починає відкриватися ще в такті вихлопу, а цілком закривається вже в такті стиску (рис.4, а). Це дозволяє збільшити число обертів двигунів, не погіршуючи процес наповнення циліндрів пальною сумішшю. У пресі подвійної дії (завдання 7) для основного кривошипно – повзункового механізму витяжного пуансона конструктор не може істотно змінювати інтервали руху, оскільки вони визначаються умовами технологічного процесу.

Тому на циклограмі (рис.4, б) вихідним є перший рядок для витяжного повзуна, з роботою якого погоджують переміщення прижимного

повзуна. В основному механізмі прямий і зворотний хід пуансона відповідають повороту кривошипа на кут 180^0 , при цьому на початку прямого ходу повзун рухається вхолосту, а потім виконує витягнення. Кут φ_{Tj} , що відповідає тактові витягнення, визначається в залежності від співвідношення необхідної величини деформації і ходу повзуна.

Рух допоміжного повзуна повинен забезпечити притиск до початку витягнення, а відведення виконувати після завершення штампування.

Іноді зручніше циклограму машини будувати у вигляді сполучених графіків переміщень $S_j = f(\varphi_k)$ різних ВО, віднесених до єдиної осі кутів оберту кулачкового вала у визначеному масштабі. Такі циклограми (наприклад, у зав-даннях 5 і 7) віддзеркалюють крім кутів, що відповідають початкові і завершенню спрацьовування окремих механізмів, також і величини максимальних переміщень ведених ланок і дають повне уявлення про характер відносних рухів ВО на протязі всього робочого циклу машини.

Задана циклограмою послідовність роботи ВО повинна бути точно синхронізована, що досягається належним розміщенням ведучих ланок на управляючому валу з урахуванням перехідних процесів в основному і допоміжних механізмах, а також такому їх кріпленню, що виключає можливість довільного зсуву кулачків під час роботи.

4.4. Компонування системи виконавчих механізмів

Після визначення розмірів усіх ланок і компоновання загальної кінематичної схеми машини необхідно розрахувати такі відносні кути, під якими на розподільному валу потрібно закріпити ведучі ланки виконавчих механізмів.

Наприклад, в автоматі для виробництва деталей зі стрічки траєкторії всіх ланок розташовані в площині схеми (рис.5), а вісь основного вала 5, що водночас є розподільним, розташована перпендикулярно до цієї площини [27]. Основний механізм приводу пуансона 3 є кривошипно-повзунковим (ланки 5, 8), а допоміжний механізм переміщення матриці 2 – кулачково-важільним (ланки 5, 10, 9). Оскільки для даної машини відстань між розподільним валом 5 і роликом 1 подачі стрічки 7 є невеликою, кроковий механізм виконано мальтійським, а хрест 13 поєднано з роликом через додаткову зубчасту передачу. Механізм ножа 4 є важільним коромислово-повзунковим

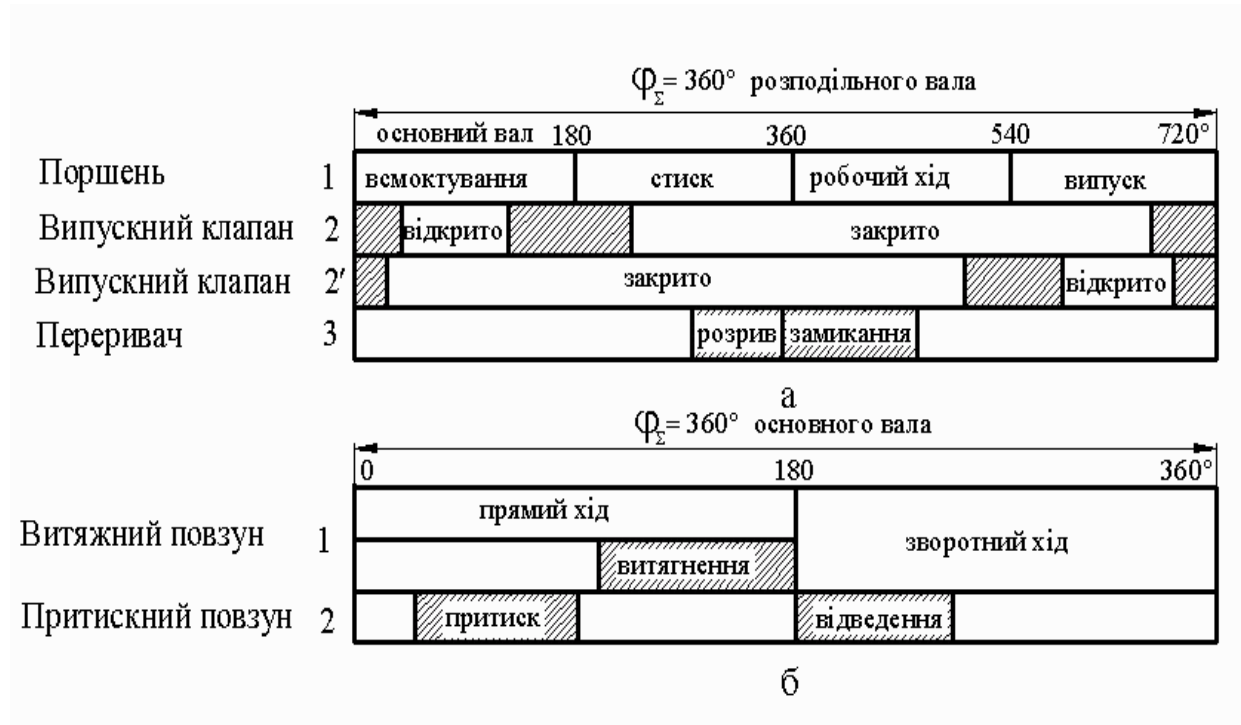


Рис.4. Приклади типових циклограм енергетичної і робочої машин-напівавтоматів:

а-чотиритактний двигун внутрішнього згорання; б-прес подвійної дії;
 ■-інтервали руху, пов'язані з подоланням певних технологічних, або інерційних навантажень

(ланки 11, 12), який поєднано з валом 5 через кулісу 11.

Для визначення кутів закріплення ведучих ланок всіх означених ВО необхідно:

- на схемі (рис.6, а) показати всі виконавчі механізми в нульовому положенні, тобто в положенні перед початком робочого (прямого) ходу;
- на ведучій ланці стосовно до кожного механізму провести умовний радіус – вектор, що називають *фазовою лінією означеного механізму* (у підйомних механізмах це пряма, що проходить через вісь обертання кривошипа і центр шарніра між кривошипом і наступною ланкою; на кулачках – пряма, яка проходить через вісь обертання кулачка і точку профілю, що відповідає початкові віддалення штовхача; на зубчастому колесі – будь-який промінь, що виходить з центра обертання);
- заміряти кути δ_{ij} між фазовою лінією основного j – того механізму і фазовими лініями інших i – тих механізмів (наприклад, для машини з чотирма ВО (рис.6, б) основний механізм зображено в положенні, що відповідає початкові циклограми (рис. 6, а), а відповідні кути між лінією 03 і лініями 01, 02, 04 позначено $\delta_{13}=100^0$, $\delta_{23}=170^0$, $\delta_{43}=210^0$);
- на заданій циклограмі (рис. 6, а) в кожному рядку жирною вертикальною лінією відзначають нульове положення відповідного механізму і встановлюють значення фазових кутів, наприклад, $\varphi_1 = 270^0$, $\varphi_2 = 25^0$, $\varphi_3 = 0^0$, $\varphi_4 = 300^0$;
- відповідно до циклограми необхідно обернути основний вал на кут $\varphi_i - \varphi_j$ так, щоб фазова лінія i - того ВО зайняла нульове положення, тобто відповідні кути закріплення γ_{ij} між двома фазовими лініями (кути зміщення фаз) дорівнюють

$$\gamma_{ij} = \delta_{ij} + \varphi_i - \varphi_j \quad \forall \quad i, j = \overline{1, n}, \quad (1)$$

зокрема, у розглянутому прикладі (рис.6, в) отримано

$$\gamma_{13} = \delta_{13} + \varphi_1 - \varphi_3 = 100 + 270 - 0 = 370^0 \Rightarrow \gamma_{13} = 370 - 360 = 10^0;$$

$$\gamma_{23} = 170 + 25 = 195^0; \gamma_{43} = 210 + 300 - 360 = 150^0;$$

(якщо значення кута γ_{ij} перевищує 360^0 , то його необхідно зменшити на 360^0);

– зобразити на схемі фазову лінію основного механізму у вертикальному положенні і під кутами γ_{ij} до неї показати фазові лінії інших механізмів (рис. 6, в) (для механізмів 1, 2, 4 всі кути зміщення фаз відкладені у напрямку протилежному обертанню основного вала 3).

Якщо в машині основний і розподільний вали не співпадають й обертаються з різними за величиною і напрямком кутовими швидкостями, то необхідно визначити в якому положенні знаходиться основний вал у момент, що відповідає розрахунковій схемі закріплення ведучих ланок ВО. У цьому випадку для визначення кутів γ_{ij} умовно поєднують осі ведучих валів кожного з циклових механізмів з віссю основного вала й одержують так називаний *зведений вал* за наступними правилами:

- при рівнобіжному розташуванні валів і однаковому напрямку їхнього обертання – осі валів поєднують;
- при рівнобіжному розташуванні валів і різних напрямках їхнього обертання – виконують оберт осі вала циклового механізму на 180^0 у площині креслення, потім поєднують осі;
- при пересічних валах – виконують оберт осі вала циклового механізму навколо точки перетинання осей у такому напрямку, щоб у сполученому положенні напрямки обертання валів збігалися;
- при перехресних валах – виконують зсув вала циклового механізму до перетинання його осі з віссю основного вала, потім розвертають цей вал щодо точки перетинання осей у такому напрямку, щоб у сполученому положенні напрямки обертання валів збігалися.

Побудову *зведеного вала* розглянуто на прикладі системи циклових механізмів (рис. 7), де ведучі і ведені ланки (вали) позначені відповідно $ВЧ_j$ і $ВН_j$ ($j = 0, 1, 2, 3$), причому індекс “0” відповідає основному механізму. Зі схеми випливає, що:

– вал $ВЧ_1$ є рівнобіжним основному валові $ВЧ_0$, обертається з ним в одному напрямку, отже поєднується з основним валом переносом осі;

– вал $ВЧ_2$ також рівнобіжний валові $ВЧ_0$, але обертається в протилежному напрямку, отже поєднується з основним валом шляхом розвертання на 180^0 і переносу осі;

– вісь вала $ВЧ_3$ перетинається з віссю вала $ВЧ_0$ у т. O під кутом 90^0 , отже поєднується з основним валом шляхом повороту навколо т. O на 90^0 .

Для визначення кутів зміщення фаз необхідно побудувати плани початкових положень ведених ланок у площині їхнього руху, аналогічно розглянутому раніше прикладові (див. рис. 6, в). Оскільки для валів $ВЧ_1$, $ВЧ_3$ і $ВЧ_0$ кутові швидкості обертання є рівними, тобто $\omega_1 = \omega_3 = \omega_0$, то на підставі залежності (1) при $\varphi_0 = 0$ отримано

$$\gamma_1 = \delta_{10} + \varphi_1; \quad \gamma_3 = \delta_{30} + \varphi_3,$$

де δ_{10} і δ_{30} – кути між фазовими лініями 1 – 0 і 3 – 0;

φ_1 , φ_3 і φ_0 – відповідні фазові кути, що задані циклограмою.

Для приводу механізму 2 передаточне відношення $i_{02} = \omega_0 / \omega_2 \neq 1 \Rightarrow \omega_2 \neq \omega_0$, отже, за фазовий час t_2 ведуча ланка механізму 2 обертається на кут $\alpha_2 = \varphi_2 / i_{02}$. Обертанням вала $ВЧ_0$ з початкового положення на кут $\alpha_2 - \varphi_0$ проти напрямку його обертання визначають вихідне його положення, що відповідає початкові робочого циклу машини – автомата. При $\varphi_0 = 0$ кут зміщення фази для механізму 2 дорівнює

$$\gamma_2 = \delta_{20} + \varphi_2 / i_{02}.$$

Як приклад узгодженого компонування машини, розглянуто систему виконавчих механізмів чотиритактного ДВЗ (завдання 8). Привід розподільних валів (рис.8) складається з центрального зубчастого колеса 1, яке розташоване на осі обертання O кривошипа OA , двох паразитних шестерень 2, 2' та двох коліс 3, 3', поєднаних з розподільними валами. Відповідно до типових прямокутної (рис.9, а), або колової (рис. 9, б) циклограм робочий цикл подібної машини-напівавтомата відбувається за два оберти основного колінчастого вала.

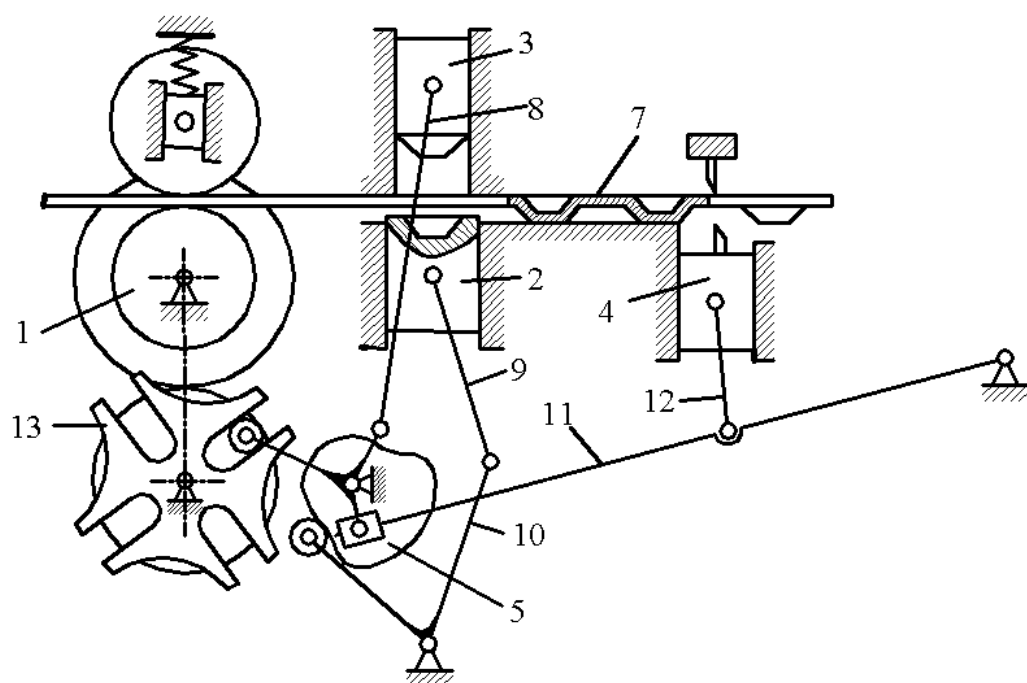
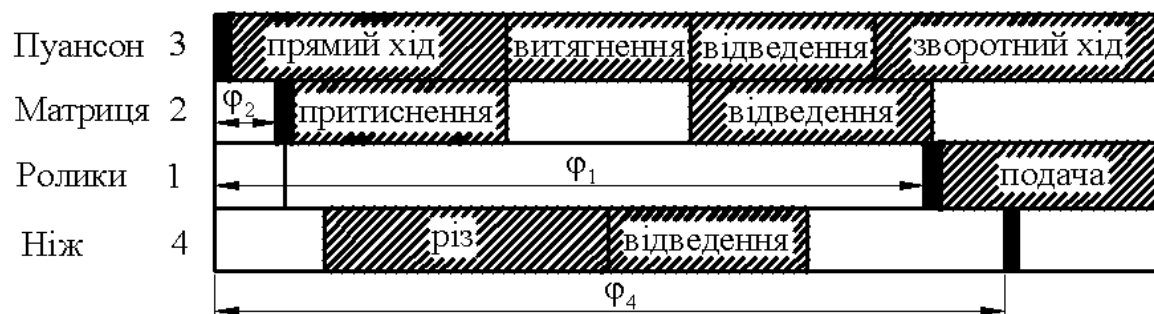
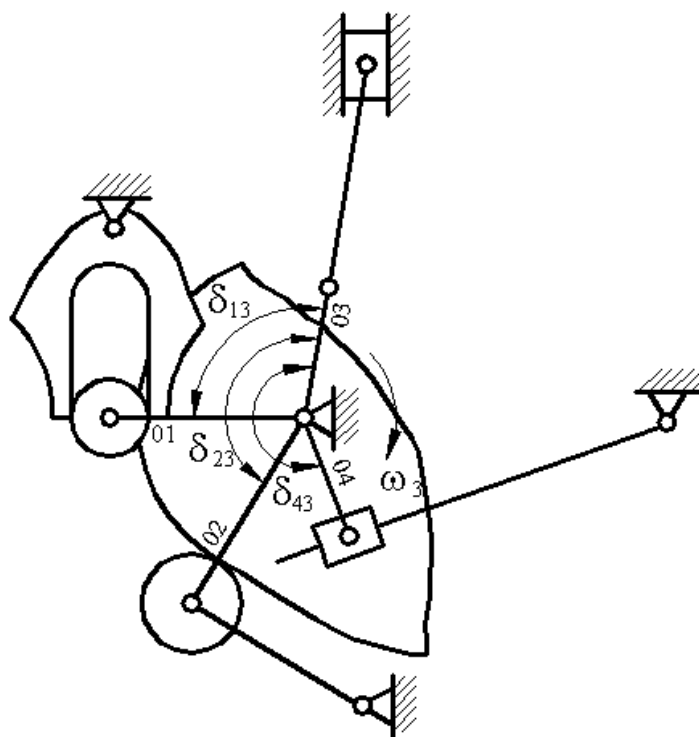


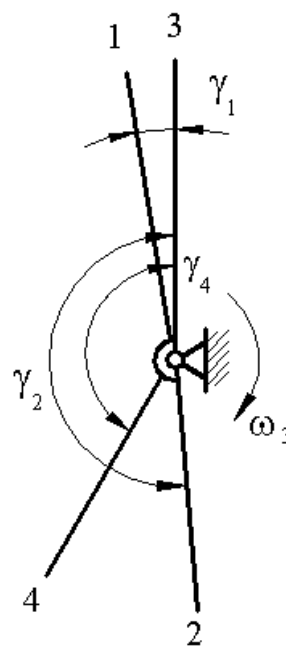
Рис.5. Схема системи виконавчих механізмів автомата для виготовлення деталей зі стрічки



а



б



в

Рис.6. Синтез розподільного вала: а – схема циклограми;
 б – схема „нульових” положень виконавчих механізмів; в – схема
 закріплення ведучих ланок

При обертанні кривошипа на кут від 0 до $(180^\circ - \theta) \approx 177^\circ$ (θ – кут, що зумовлений ексцентриситетом e) виконується перший такт (впуск); від 177° до 360° – другий такт (стиск); від 360° до $(360^\circ + 180^\circ - \theta) = 537^\circ$ – третій такт (розширення); від 537° до 72° – четвертий такт (випуск). Передаточне відношення привода дорівнює двом, отже за час робочого циклу розподільні вали виконують один оберт. З огляду на задані випередження відкриття, на циклограмі показують, що відкриття впускного клапана відбувається за 5° до початку впуску, а випускного – за 32° до початку вихлопу.

Щоб визначити положення кулачків, що відповідають певному проміжному положенню основного кривошипно – повзункового механізму (в розглянутому випадку за 40° до початку наступного циклу) на циклограмі в рядку для основного механізму при значенні кута $\varphi = 720 - 40 = 680^\circ$ проводять вертикальну пряму EF (рис.9, а), що визначає в рядках ВО відповідних кулачкових механізмів їх фазові кути. У цих положеннях креслять кулачки на кінематичній схемі механізму (рис.8), тобто в таких положеннях, коли кулачок впускного клапана не дійшов на 15° до початку відкриття клапана, а кулачок випускного клапана обернувся на $87^\circ 30'$ після початку відкриття клапана.

В результаті узгодженого компонування на кінематичній схемі (рис.8) зображено наступні характерні положення кривошипно – повзункового механізму:

OA_1B_1 – нижнє крайнє положення;

OAB – проміжне положення, якому відповідають зображені положення кулачків;

$OA_{II}B_{II}$ – верхнє крайнє положення;

$OA'B'$ – положення механізму, яке відповідає відкриттю випускного клапана;

$OA''B''$ – положення механізму, яке відповідає відкриттю впускного клапана.

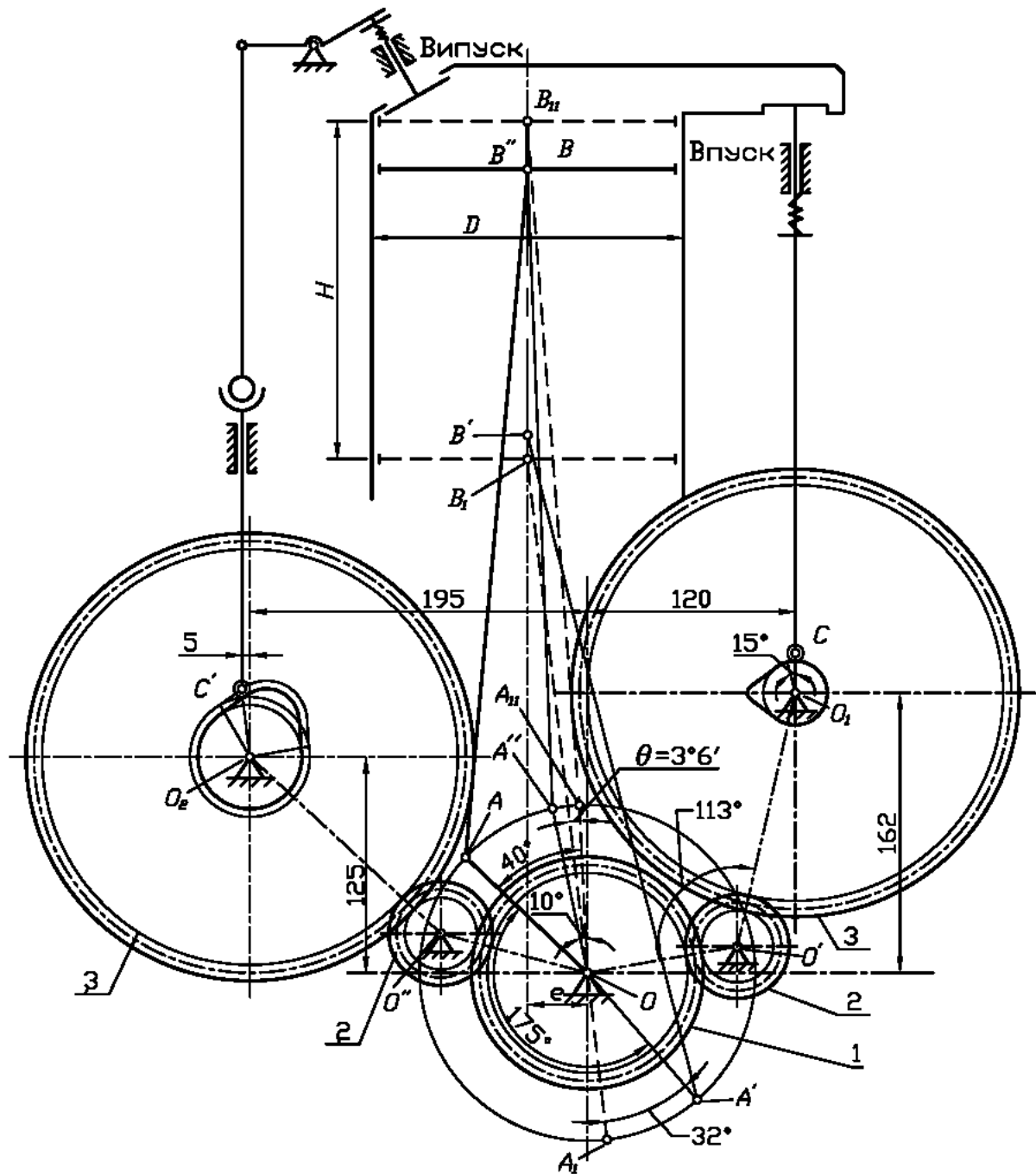


Рис. 8. Кінематична схема виконавчих механізмів чотирьохтактного дизеля з двома розподільними валами



Рис. 9. Схеми циклограм механізмів чотиритактного ДВЗ мотоцикла:
а – прямокутна; б – колова

5. Запитання для самостійного підготування до захисту

Розділ “Структура і кінематика механізмів”

1. Визначення масштабних коефіцієнтів побудови планів механізму.
 2. Побудова планів механізму і траєкторій окремих точок ланок.
 3. Поняття про ланку, кінематичну пару, механізм і машину. Відміна механізму від кінематичного ланцюга і машини.
 4. Поняття про машину-автомат, напіваавтомат, автоматичну лінію.
 5. Структурний аналіз механізмів (клас кінематичної пари, ступінь рухомості механізму, формула Чебишева, структурна група, її клас і порядок, клас механізму).
 6. Принцип утворення механізмів за Ассуром.
 7. Пасивні в'язи й надмірні ступені вільності.
 8. Основні задачі та методи кінематичного дослідження механізмів. Послідовність кінематичного дослідження багатоланкових важільних механізмів.
 9. Поняття про швидкість і прискорення ланки (лінійні і кутові). Основні формули.
 10. Плани швидкостей і пришвидшень. Теореми подібності, масштаби планів. Векторні рівняння для визначення швидкостей і пришвидшень. Властивості планів.
 11. Знаходження значення і напрямку кутових швидкостей і пришвидшень ланок.
 12. Абсолютне і відносне пришвидшення; нормальне, дотичне (тангенціальне) і коріолісове (поворотне) пришвидшення. Визначення їх величин та напрямків.
 13. Задачі кінематичного синтезу механізмів. Приклади з техніки.
 14. Поняття про коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки.
 15. Кут передачі руху.
 16. Графічне диференціювання. Визначення масштабів. Характерні точки диференціальної кривої.
 17. Визначення радіуса кривини траєкторії певної точки механізму.
 18. Метод замкнених векторних контурів для кінематичного дослідження механізмів (метод Зіновієва). Складання рівнянь замкненості для багатоланкових важільних механізмів.
-

19. Правило відрахування кутових координат, що визначають положення ланок.
20. Аналоги швидкостей та пришвидшень, їх фізичний зміст. Визначення аналогів швидкостей та пришвидшень методом замкнених векторних контурів.

Розділ “Силовий аналіз механізмів”

21. Задачі силового аналізу механізмів та їх практичне значення.
22. Поняття про силу (момент пари сил), масу і момент інерції ланки.
23. Характеристика сил, що діють на ланки механізму, їх робота. Навести формули для розрахунків роботи в разі постійних і змінних сил (моментів пар сил).
24. Сили (моменти сил) інерції. Визначення їх величин і напрямків.
25. Поняття про статичну визначеність механізмів. Раціональні механізми.
26. Статична визначеність структурної групи.
27. Принцип Даламбера.
28. Методика та порядок силового розрахунку механізмів.
29. Визначення реакцій у кінематичних парах. Побудова планів сил. Правило складання векторів. Визначення реакцій у внутрішніх кінематичних парах структурних груп.
30. Зрівноважуюча сила й зрівноважуючий момент, їх фізичний зміст. Зв'язок між зрівноважуючою і зведеною силами (моментами сил).
31. Теорема про „жорсткий важіль” М.Є. Жуковського.
32. Визначення потужності машини.

Розділ “Динаміка механізмів”

33. Зведена сила і момент сил. Умова зведення.
 34. Зведена маса і момент інерції. Умова зведення.
 35. Теорема про зміну кінетичної енергії.
 36. Рівняння руху машини (у формі інтеграла енергії та в диференціальній формі).
 37. Тахограма і типові періоди руху машини. Холостий хід машини. Рівняння руху машини для кожного типового періоду.
 38. Причини нерівномірності руху машини.
 39. Види коливань швидкості руху ведучої ланки машини.
-

40. Середня швидкість ведучої ланки машини (головного вала).
Поняття про середньоарифметичну і дійсну середню швидкість.
41. Коефіцієнт нерівномірності руху машини.
42. Визначення коефіцієнта нерівномірності руху машини за методом Віттенбауера.
43. Задачі й методи регулювання рівномірності руху машини.
44. Призначення та принципи роботи маховика і регулятора швидкості. Приклади застосування в машинах.
45. На якому валу доцільно встановити маховик в двигуні, стругальному верстаті, пресі?
46. Побудова діаграм зведених моментів сил і моментів інерції, робіт і зміни кінетичної енергії, кривої Віттенбауера. Взаємозв'язок між ними. Визначення масштабних коефіцієнтів.
47. Графічне інтегрування кривої. Визначення масштабних коефіцієнтів.
48. Визначення моменту інерції маховика за методом Віттенбауера.
49. Інші методи визначення моменту інерції маховика.
50. Вибір конструкції та розмірів маховика.
51. Побудова діаграми кутової швидкості вхідної ланки машини з маховиком.

Розділ “Синтез кулачкових механізмів”

52. Призначення та сфери застосування кулачкових механізмів.
 53. Переваги й недоліки кулачкових механізмів.
 54. Типи кулачкових механізмів та їх порівняльна характеристика.
 55. Види замикання ланок у кулачкових механізмів.
 56. Основні параметри кулачкових механізмів. Поняття про фазові кути та кути профілю кулачка.
 57. Побудова діаграм переміщень, аналогів швидкостей і пришвидшень. Зв'язок між цими функціями. Масштабні коефіцієнти.
 58. Поняття про інваріанти переміщення, швидкості та пришвидшення.
 59. Задачі кінематичного та динамічного синтезу кулачкових механізмів. Вхідні дані.
 60. Кути тиску й передачі руху, зв'язок між ними. Знаходження кута передачі руху в певному положенні механізму.
-

61. Залежність розмірів кулачка від кута тиску.
62. Характеристика законів руху штовхача. „М'які” та жорсткі” удари в кулачкових механізмах.
63. Визначення мінімального радіуса кулачка.
64. Основні вимоги до профілю кулачка з плоским штовхачем.
65. Причини заклинювання ланок кулачкового механізму.
66. Суть методу зворотного руху.
67. Побудова теоретичного профілю кулачка.
68. Побудова практичного профілю кулачка.
69. Визначення радіуса ролика. Умова самоперетину профілю кулачка.
70. Поняття про еквідистантні криві.

Розділ “Синтез зубчастих передач”

71. Переваги й недоліки зубчастих передач. Сфери застосування.
 72. Типи зубчастих передач та їх порівняльна характеристика.
 73. Геометричні параметри основних елементів зубчастих коліс (зубця, западини, зубчастого вінця, тіла зубчастого колеса, профілю зубців, лінії зубців).
 74. Поняття про передаточне число і передаточне відношення. Визначення знаків.
 75. Основна теорема зачеплення (теорема Вілліса). Швидкість ковзання і питоме ковзання.
 76. Евольвента кола та її властивості. Поняття про еволюту (основне коло). Побудова евольвенти кола. Інволютна функція.
 77. Теоретичний та твірний вихідні контури. Їх геометричні параметри.
 78. Методи виготовлення зубчастих коліс та їх порівняльна характеристика.
 79. Ділильна і початкова прямі твірного контуру, коефіцієнт зміщення. Поняття про додатне та від'ємне зміщення.
 80. Ділильне коло, модуль, крок зубчастого колеса (навести розрахункові залежності). Стандартизований ряд значень модуля.
 81. Висота зуба, висота ділильної головки і ніжки зуба.
 82. Визначення радіусів кіл вершин і западин.
 83. Поняття про кут профілю зубців і кут зачеплення.
 84. Початкові кола, міжосьова відстань.
 85. Ділильна міжосьова відстань, сприймальне зміщення та коефіцієнт сприймального зміщення. Коефіцієнт зрівнювального зміщення.
-

-
86. Радіальний зазор і коефіцієнт радіального зазору.
 87. Переваги та недоліки косозубих і шевронних зубчастих передач.
 88. Поняття про нормальний, торцевий і осьовий кроки та модулі зубчастих коліс, кут нахилу зубців. Залежності між ними.
 89. Кут перекриття, торцевий, осьовий і повний коефіцієнти перекриття. Кутовий крок зачеплення. Мінімальне допустиме значення повного коефіцієнта перекриття. Вплив коефіцієнту перекриття на плавність роботи зубчастої передачі.
 90. Активна лінія зачеплення і крок евольвентного зачеплення. Залежність між ними.
 91. Явища підрізання, загострення та інтерференції зубців. Мінімальне число зубців шестірні за умови відсутності підрізу зубців. Мінімальний та максимальний коефіцієнти зміщення.
 92. Вибір коефіцієнтів зміщення за допомогою блокувального контуру для передач з максимальною контактною і згинальною міцністю, з найменшим зносом, з максимальним коефіцієнтом перекриття.
 93. Умови синтезу планетарних передач.
 94. Фізичний зміст умов співвісності, сусідства, складання планетарних передач.
 95. Умовні позначення основних параметрів геометрії зубчастих передач за Державним стандартом України.
-

Список літератури

А. Основна рекомендована література

1. Артоболевский С. И., Эдельштейн Б. В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1973. – 256 с.
2. Заблонский К. И., Белоконев И. М., Щёкин Б. М. Теория механизмов и машин. – К.: Вища шк., 1989. – 376 с.
3. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2001. – 656с.
4. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин. – Львів: Афіша, 2002. – 456 с.
5. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. А. С. Кореняко. – К.: Вища шк., 1970. – 332 с.
6. Левитский Н. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1990. – 592с.
7. Попов С. А., Тимофеев Г. А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин. – М.: Высш. шк., 2002. – 411 с.
8. Теория механизмов и машин / Под ред. Фролова К. В. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.

Б. Додаткова рекомендована література

9. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике. В 7-и томах. – М.: Наука, 1979-1981.
 10. Горов Э. А. и др. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин / Э. А. Горов, С. А. Гайдай, С. В. Лушников. – М.: Машиностроение, 1990. – 160 с.
 11. Гутиря С. С., Мотулько Б. В. Структурний аналіз і синтез раціональних шарнірно-важільних механізмів. – Одеса: ОНПУ, 2003. – 20 с.
 12. Детали и механизмы металлорежущих станков. В 2-х томах / Под ред. Д. Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1972.
 13. Інженерна механіка. Автоматизовані розрахунки механізмів та машин в системі Microsoft Excel / О. Ф. Дащенко, І. М. Білоконєв, Д. В. Іоргачов, Ю. М. Свінар'юв. – Одеса: ТЕС, 2004. – 320 с.
 14. Кинематика, динамика и точность механизмов: Справочник / Под ред. Г. В. Крейнина. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.
 15. Крайнев А. Ф. Словарь – справочник по механизмам. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с.
-

-
16. *Крутько П. Д.* и др. Алгоритмы и программы проектирования автоматических систем. – М.: Радио и связь, 1988. – 306 с.
 17. Курсовое проектирование грузоподъемных машин/ Под ред. *С. А. Казака.* – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.
 18. Лабораторный практикум и курсовое проектирование по теории механизмов и машин с использованием ЭВМ / Под общ. ред. *А. М. Ашавского.* – М.: Машиностроение, 1983. – 160 с.
 19. *Левитский Н. И.* Колебания в механизмах. – М.: Наука, 1988. – 336 с.
 20. Планетарные передачи: Справочник / Под ред. *В. Н. Кудрявцева* и *Ю. Н. Кирдяшева.* Л.: Машиностроение, 1977. – 536 с.
 21. *Потураев В. Н.* и др.. Анализ динамики механических систем на аналоговых ЭВМ. – К.: Вища шк., 1989. – 151 с.
 22. Проектирование трансмиссий автомобилей: Справочник / Под общ. ред. *А. И. Гришкевича.* – М.: Машиностроение, 1984. – 272 с.
 23. *Раймпель Й.* Шасси автомобиля: Амортизаторы, шины и колеса / Пер. с нем. – М.: Машиностроение, 1986. – 320 с.
 24. *Реклейтис Г.* и др. Оптимизация в технике: В 2-х кн. Пер. с англ. – М.: Мир, 1986.
 25. *Решетов Л. Н.* Самоустанавливающиеся механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 272 с.
 26. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под ред. *И. А. Болотовского* – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
 27. Теория механизмов и машин. Проектирование / Под ред. *О.И.Кульбачного* – М.: Высш. шк., 1970. – 288 с.
 28. Трение, изнашивание, смазка: Справочник. В 2-х томах / Под ред. *И. В. Крагельского* и *В. В. Алисина* – М.: Машиностроение, 1978.
-

Таблиця А.1.1

Параметри	Позначення	Розмір-ність	Варіанти до завдання 1				
			1	2	3	4	5
Відстань між стійками	O_2O_3	мм	70	85	95	100	110
Хід повзуна	H	мм	250	300	400	500	600
Відносні розміри	O_3S_3/O_3B	—	0,45	0,4	0,5	0,4	0,35
	BC/BO_3	—	3	3,5	3,2	3	3,3
	BS_4/BC	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Розміри	a	мм	230	215	205	210	220
	b	мм	100	80	70	90	110
Коефіцієнт зміни швидкості руху	K_v	—	2	2,5	3	4	5
Числа зубців коліс	Z_4	—	14	13	15	14	13
	z_5	—	52	48	55	56	48
Модуль зубчастих коліс	m_p	мм	5,0	6,5	6,0	5,5	5,0
	m_n	мм	2,5	3,0	3,5	3,0	4,0
Міжцентр. відстань	$a_{w4,5}$	мм	165	198,25	210	192,5	152,5
Маси ланок	m_3	кг	70	90	110	130	150
	m_5	кг	160	145	130	150	160
	m_4	кг	9	15	15,5	18	21
Моменти інерції	I_{S3}	кг·м ²	0,05	0,1	0,22	0,23	0,45
	I_{S4}	кг·м ²	0,11	0,35	0,53	0,84	0,90
Довжина штовхача	O_4D	мм	120	130	145	135	125
Кут хитання	β_{\max}	град	18	20	22	24	25
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	45	48	50	52	40

Продовження таблиці А1.1.

Параметри	Позначення	Розмір- ність	Варіанти до завдання 1				
			1	2	3	4	5
Фазові кути	φ_B	град	55	50	55	60	65
	$\varphi_{ДС}$	град	0	10	5	0	10
	φ_H	град	55	60	55	65	60
Коефіцієнт Нерівномір- ності руху	δ	—	1/25	1/30	1/35	1/25	1/30

Таблиця А.1.2

Підварі- анти до авд.1	$n_{\text{ДВ}},$ об/хв	i_{H5}	Діаграма пришвид- шення	$F_{\text{max}},$ кН	Коеф. зміщення коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	5200	130	А	1,0	відсутність подрізу
2	5300	139	В	1,1	вирівнювання питомого ковзання
3	5400	132	Б	0,8	найбільшу контактну міцність
4	5500	142	Г	0,85	відсутність подрізу
5	5600	133	А	0,9	вирівнювання питомого ковзання
6	5700	135	Г	0,95	найбільшу контактну міцність
7	5800	138	Б	1,0	певну іжцентрову відстань
8	5900	158	В	1,1	найбільшу контактну міцність
9	5250	130	А	1,2	вирівнювання питомого ковзання
10	6350	142	В	1,3	певну іжцентрову відстань
11	5900	130	Г	1,4	найбільшу контактну міцність
12	6000	140	Б	1,2	вирівнювання питомого ковзання

Примітка: 1. При виборі коефіцієнтів зміщення за умови забезпечення певної величини $a_{W4,5}$ задане значення потрібно зменшити на 3 мм. 2. Задану величину $a_{W4,5}$ використовують тільки при проектуванні за умови відсутності подрізу.

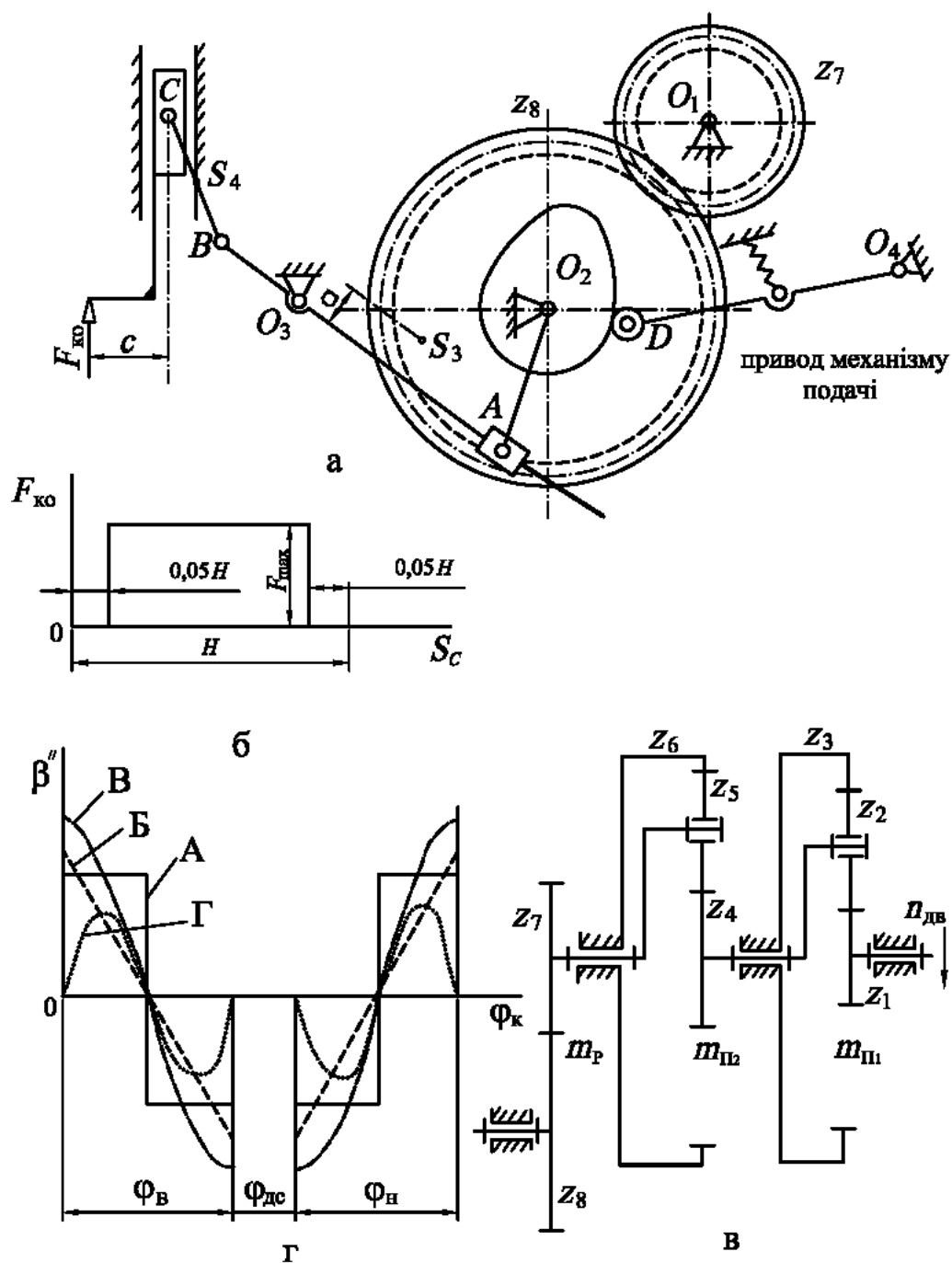


Рис. А.2. Завдання 2.

Механізми довбального верстата:

- а – кінематична схема; б – діаграма сил корисного опору;
 в – схема редуктора; г – діаграма аналога пришвидшення
 коромисла DO_4

Таблиця А.2.1

Параметри	Позначення	Розмір- ність	Варіанти до завдання 2				
			1	2	3	4	5
Відстань між стійками	O_2O_3	мм	150	185	160	200	220
Хід повзуна	H	мм	100	150	200	150	100
Розміри	O_3S_3	мм	125	130	130	150	180
	a	мм	50	65	50	70	80
Відносні розміри	BC/O_3B	—	1	0,8	0,75	0,6	0,75
	BS_4/BC	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Відстань	c	мм	120	160	172	182	210
Коефіцієнт зміни швидкості руху	K_v	—	2	2,4	1,5	1,8	1,6
Числа зубців коліс	z_7	—	13	14	15	14	15
	z_8	—	46	40	45	52	58
Модуль зубчастих коліс	m_p	мм	5	6	7	5,5	4,5
	$m_{П1}$	мм	3	3,5	2	2,5	3
	$m_{П2}$	мм	4	3,5	4,5	4	5
Міжцентрова відстань	$a_{w7,8}$	мм	147,5	162	210	181,5	164,25
Маси ланок	m_3	кг	16	21	22	25	28
	m_4	кг	2,0	2,0	2,5	2,0	2,5
	m_5	кг	32	36	41	40	45
Моменти інерції	I_{S3}	кг · м ²	0,14	0,31	0,35	0,40	0,45
	I_{S4}	кг · м ²	0,002	0,002	0,002	0,002	0,002
Довжина штовхача	O_4D	мм	125	150	140	150	160

Параметри	Позначення	Розмір-ність	Варіанти до завдання 2				
			1	2	3	4	5
Кут хитання штовхача	β_{\max}	град	15	14	12	15	16
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	50	45	45	48	50
Фазові кути	$\varphi_{\text{В}}$	град	60	65	55	65	70
	$\varphi_{\text{ДС}}$	град	0	10	5	0	5
	$\varphi_{\text{Н}}$	град	60	65	55	60	65
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/25	1/30	1/35	1/40	1/35

Таблиця А.2.2

Підваріанти до завд. 2	$n_{\text{ДВ}},$ об/хв	i_{18}	Діагра- ма пришвидш.	$F_{\text{max}},$ Н	Коефіцієнти зміщення коліс $z_7 - z_8$ забезпечують:
1	2400	– 50	А	100	відсутність підріза
2	2800	– 65	Б	110	вирівнювання питомого ковзання
3	3000	– 75	В	120	певну міжцентрову відстань
4	3200	– 80	Г	130	відсутність підріза
5	4000	– 100	В	110	
6	5000	– 120	Б	140	вирівнювання питомого ковзання
7	5600	– 135	А	130	найбільшу контактну міцність
8	5800	– 140	В	100	вирівнювання питомого ковзання
9	6000	– 150	Б	140	певну міжцентрову відстань
10	6200	– 165	Г	130	найбільшу контактну міцність
11	6400	– 185	А	125	вирівнювання питомого ковзання
12	6500	– 200	Б	140	найбільшу контактну міцність

- Примітка: 1. При виборі коефіцієнтів зміщення з умови забезпечення певної величини $a_{w7,8}$ задане значення потрібно зменшити на 5 мм.
2. Задану величину $a_{w7,8}$ використовують тільки при проектуванні за умови відсутності підрізу.

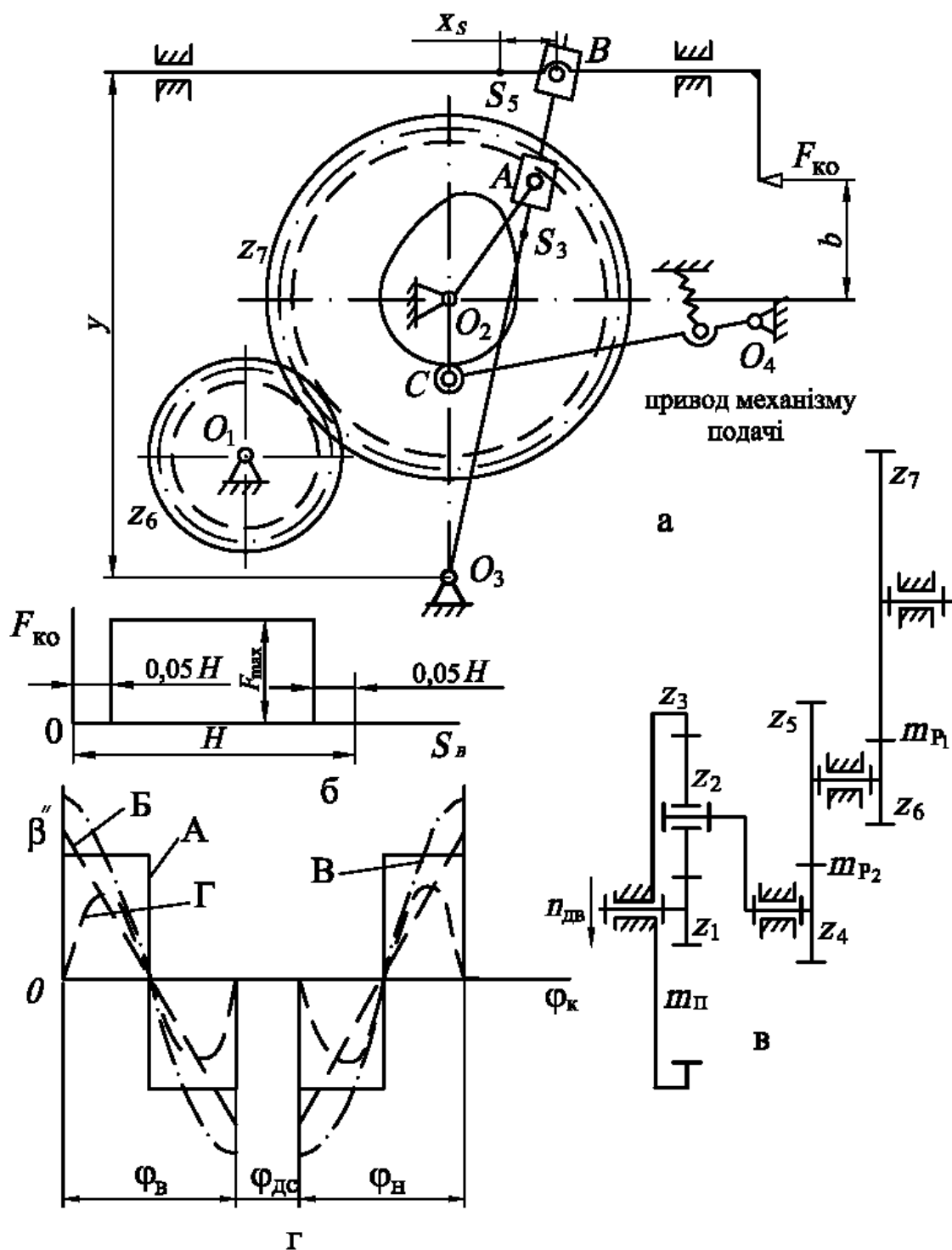


Рис. А.3. Завдання 3.

Механізми поперек - стругального верстата:

- а – кінематична схема; б – діаграма сил корисного опору;
 в – схема редуктора; г – діаграма аналога пришвидження
 коромисла CO_4

Таблиця А.3.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 3				
			1	2	3	4	5
Відстань між стійками	O_2O_3	мм	320	330	340	350	360
Хід повзуна	H	мм	360	370	380	390	400
Коефіцієнт зміни швидкості руху	K_v	—	1,5	1,45	1,5	1,35	1,4
Відносний розмір	O_3S_3/y	—	0,6	0,55	0,65	0,7	0,6
Розміри	b	мм	200	220	240	220	240
	x_s	мм	150	155	160	180	200
Числа зубців коліс	z_6	—	16	15	14	13	16
	z_7	—	52	58	50	48	55
	z_5	—	підібрати				
	z_4	—					
Модуль зубчастих коліс	m_{p1}	мм	10	9	8	9	7
	m_{p2}	мм	8	7	5	6	5
	m_{II}	мм	4	5	4,0	3	4,5
Маси ланок	m_3	кг	16	18	20	22	24
	m_5	кг	68	72	62	58	52
Момент інерції	I_{S3}	кг · м ²	1,6	1,1	1,2	1,4	1,5
Міоцентрова відстань	$a_{w6,7}$	мм	340	328,5	256	274,5	243,5
Довжина штовхача	O_4C	мм	300	320	330	310	340
Кут хитання штовхача	β_{\max}	град	20	22	25	20	28

Продовження таблиці А.3.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 3				
			1	2	3	4	5
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	45	48	50	45	48
Фазові кути	$\varphi_{\text{В}}$	град	50	55	60	65	55
	$\varphi_{\text{ДС}}$	град	0	5	10	0	10
	$\varphi_{\text{Н}}$	град	55	50	60	65	55
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/25	1/30	1/35	1/35	1/25

Таблиця А.3.2

Підваріанти до завд. 3	$n_{\text{ДВ}},$ об/хв	i_{17}	Діаграма пришвид.	$F_{\text{max}},$ кН	Коеф. зміщення для коліс $z_6 - z_7$ забезпечують:
1	3000	60	А	1,0	відсутність підріза
2	3100	56	В	0,9	вирівнювання питомого ковзання
3	2800	58	Г	0,95	найбільшу контактну міцність
4	3200	64	В	0,8	вирівнювання питомого ковзання
5	3500	70	Г	0,9	найбільшу контактну міцність
6	3600	75	А	1,0	певну міжцентрову відстань

Продовження таблиці А.3.2

Підваріанти до завд. 3	$n_{\text{ДВ}}$, об/хв	i_{17}	Діаграма пришвид.	F_{max} , кН	Коеф. зміщення для коліс $z_6 - z_7$ забезпечують:
7	3400	68	Б	0,9	вирівнювання питомого ковзання
8	3300	65	В	0,8	найбільшу контактну міцність
9	3100	60	Г	0,85	вирівнювання питомого ковзання
10	3200	63	В	0,95	відсутність подріза
11	2700	55	А	1,0	найбільшу контактну міцність
12	3800	72	Б	0,9	найбільшу контактну міцність

Примітка: 1. При виборі коефіцієнтів зміщення за умови забезпечення певної величини $a_{w6,7}$ задане значення потрібно зменшити на 5 мм.

2. Задану величину $a_{w6,7}$ використовують тільки при проектуванні за умови відсутності подріза.

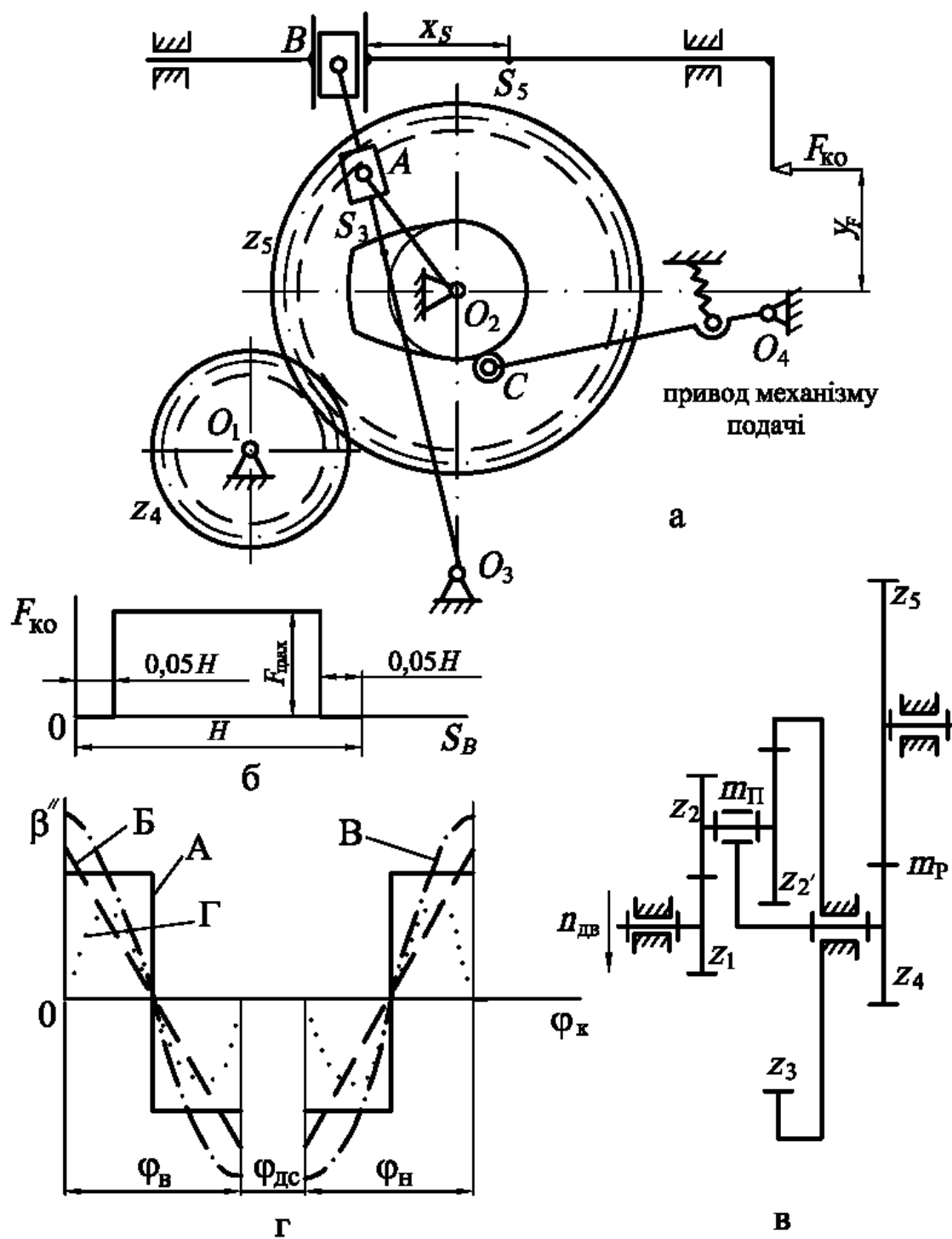


Рис. А.4. Завдання 4.

Механізми поперек-стругального верстата:

- а – кінематична схема; б – діаграма сил корисного опору;
 в – схема редуктора; г – діаграма аналога пришвидження
 коромисла CO_4

Таблиця А.4.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 4				
			1	2	3	4	5
Відстань між стійками	O_2O_3	мм	500	380	360	350	360
Хід повзуна	H	мм	300	450	500	600	650
Коефіцієнт зміни швидкості руху	K_v	—	1,4	1,5	1,6	1,8	1,9
Відносний розмір	BS_3/BO_3	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Розміри	y_F	мм	180	160	180	170	150
	x_S	мм	140	152	164	186	198
Числа зубців коліс	z_4	—	15	16	14	13	15
	z_5	—	65	60	52	55	58
Модуль зубчастих коліс	m_P	мм	10	9	8	7	6
	m_{II}	мм	2	3	2,5	3,5	4
Міжцентрова відстань	$a_{w4,5}$	мм	400	342	264	238	219
Маси ланок	m_3	кг	26	20	20	22	19
	m_5	кг	70	62	65	76	68
Момент інерції	I_{S3}	кг · м ²	2,5	1,1	1,1	1,3	0,9
Довжина штовхача	O_4C	мм	150	142	128	118	110
Кут хитання штовхача	β_{\max}	град	18	16	20	15	18
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}^0	град	45	50	45	50	45

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 4				
			1	2	3	4	5
Фазові кути	φ_B	град	70	75	65	60	70
	$\varphi_{ДС}$	град	10	10	5	0	5
	φ_H	град	70	65	55	60	65
Коефіцієнт нерівномір- ності руху	δ	—	1/25	1/30	1/35	1/40	1/30

Таблиця А.4.2

Підваріанти до завд. 4	$n_{\text{ДВ}},$ об/хв	i_{15}	Діаграма пришвидш.	$F_{\text{max}},$ кН	Коефіцієнти зміщення для коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	1200	30	А	1,0	відсутність підріза
2	1300	30,5	Б	1,1	певну міжцентрову відстань
3	1400	32	Г	1,2	вирівнювання питомого ковзання
4	1550	32,5	В	1,0	найбільшу контактну міцність
5	1600	33	А	1,1	відсутність підріза
6	1650	33,5	Г	1,3	певну міжцентрову відстань
7	1750	35	В	1,4	найбільшу контактну міцність
8	1700	38	Б	1,5	вирівнювання питомого ковзання
9	1800	40	А	1,1	відсутність підріза
10	1750	38,5	В	1,4	певну міжцентрову відстань
11	1850	45	Б	1,3	найбільшу контактну міцність
12	1600	42	Г	1,2	вирівнювання питомого ковзання

- Примітка: 1. При виборі коефіцієнтів зміщення за умови забезпечення певної величини $a_{w4,5}$ задане значення потрібно зменшити на 5 мм.
2. Задану величину $a_{w4,5}$ використовують тільки при проектуванні за умови відсутності підріза.

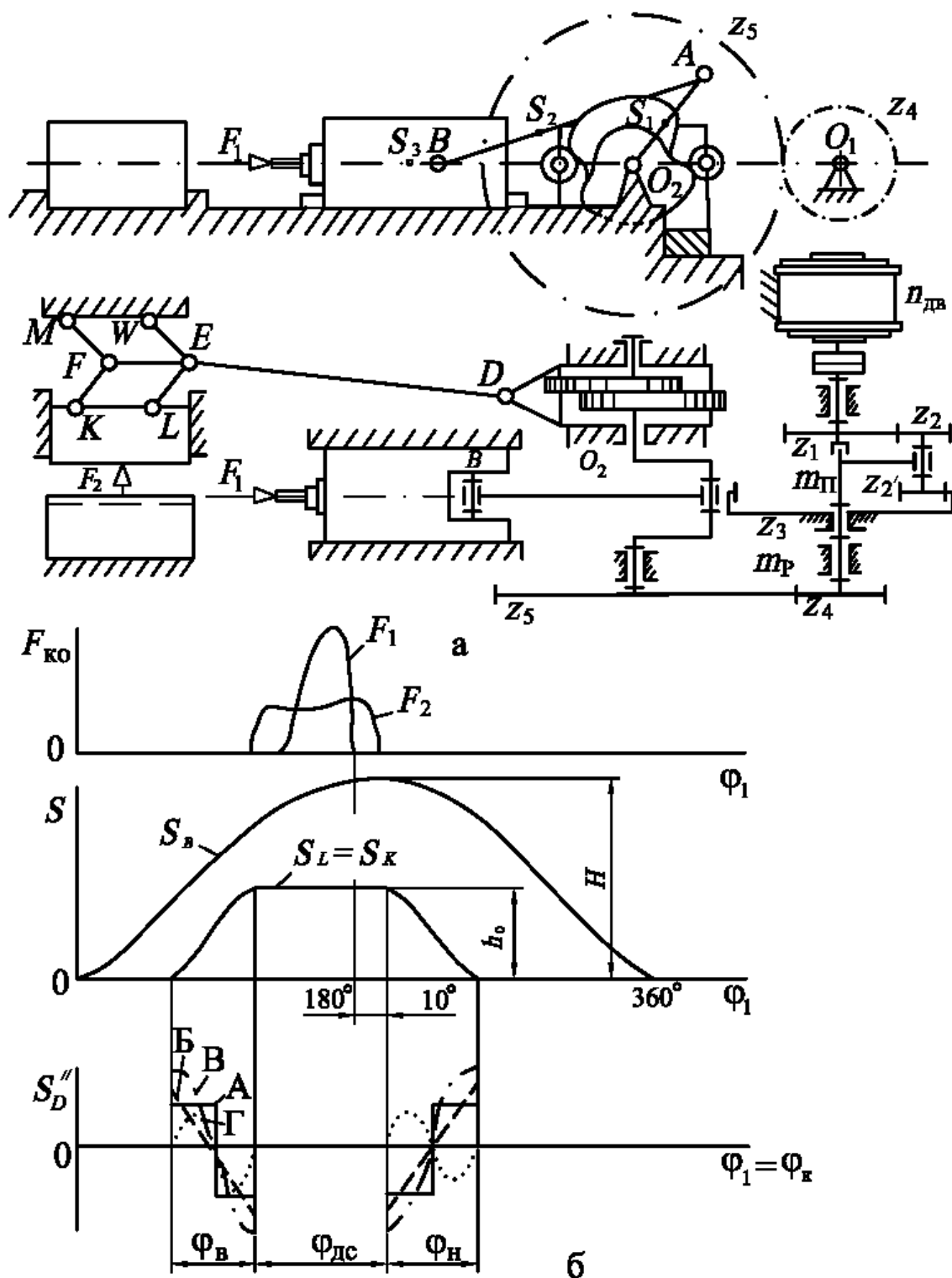


Рис. А.5. Завдання 5.

Механізми горизонтально-кувальної машини:

а – кінематична схема; б – діаграма сил корисного опору, руху пуансонів і аналога пришвидження т. D штовхача кулачкового механізму

Таблиця А.5.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 5				
			1	2	3	4	5
Модуль зубчастих коліс	m_{Π}	мм	3	4	4,5	5	5
	m_p	мм	10	12	13	14	16
Числа зубців	z_4	—	12	13	14	15	16
	z_5	—	42	45	39	40	48
Хід головного повзуна	H	мм	200	240	280	320	380
Хід бокового повзуна	h_0	мм	80	95	120	155	210
Відносні розміри	AB/O_2A	—	3	3,2	3,4	3,6	4
	AS_1/O_2A	—	1	1	0,9	0,8	0,7
	AS_2/AB	—	0,32	0,35	0,36	0,38	0,38
Відстань від т.В до центру ваги повзуна	BS_3	мм	50	75	82	96	108
Маси ланок	m_1	кг	6	8	9,5	11	12,5
	m_2	кг	12	13,5	14	15,5	18
	m_3	кг	21	25	29	35	42
Момент інерції	I_{S1}	кг · м ²	0,09	0,11	0,12	0,15	0,18
Відношення	$\rho_{S2}^2/(AB)^2$	—	0,185	0,18	0,175	0,17	0,17
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/15	1/18	1/20	1/16	1/17
Хід штовхача	h	мм	90	80	100	130	180
Ексцентриситет	e	мм	0	0	0	15	20

Продовження таблиці А.5.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 5				
			1	2	3	4	5
Фазові кути	φ_B	град	90	85	80	85	90
	$\varphi_{ДС}$	град	90	100	110	120	120
	φ_H	град	90	85	80	75	70
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	60	58	55	52	50

Таблиця А.5.2

Підваріанти до завд. 5	$n_{ДВ}$, об/хв	Діаграма пришивдш.	μ_F , Н/мм	i_{15}	Коеф. зміщення для коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	1000	А	25	20	відсутність підріза
2	1200	Б	30	24	вирівнювання питомого ковзання
3	1450	В	35	29	найбільшу контактну міцність
4	1500	Г	40	30,8	найбільшу згинну міцність
5	1350	А	45	27,3	відсутність підріза
6	1000	Б	50	20	вирівнювання питомого ковзання
7	1200	В	30	24	найбільшу контактну міцність
8	1450	Г	35	29	найбільшу згинну міцність
9	1500	А	40	30	відсутність підріза
10	1300	Б	45	26	вирівнювання питомого ковзання
11	1200	В	50	24	найбільшу контактну міцність
12	1000	Г	55	20,2	найбільшу згинну міцність

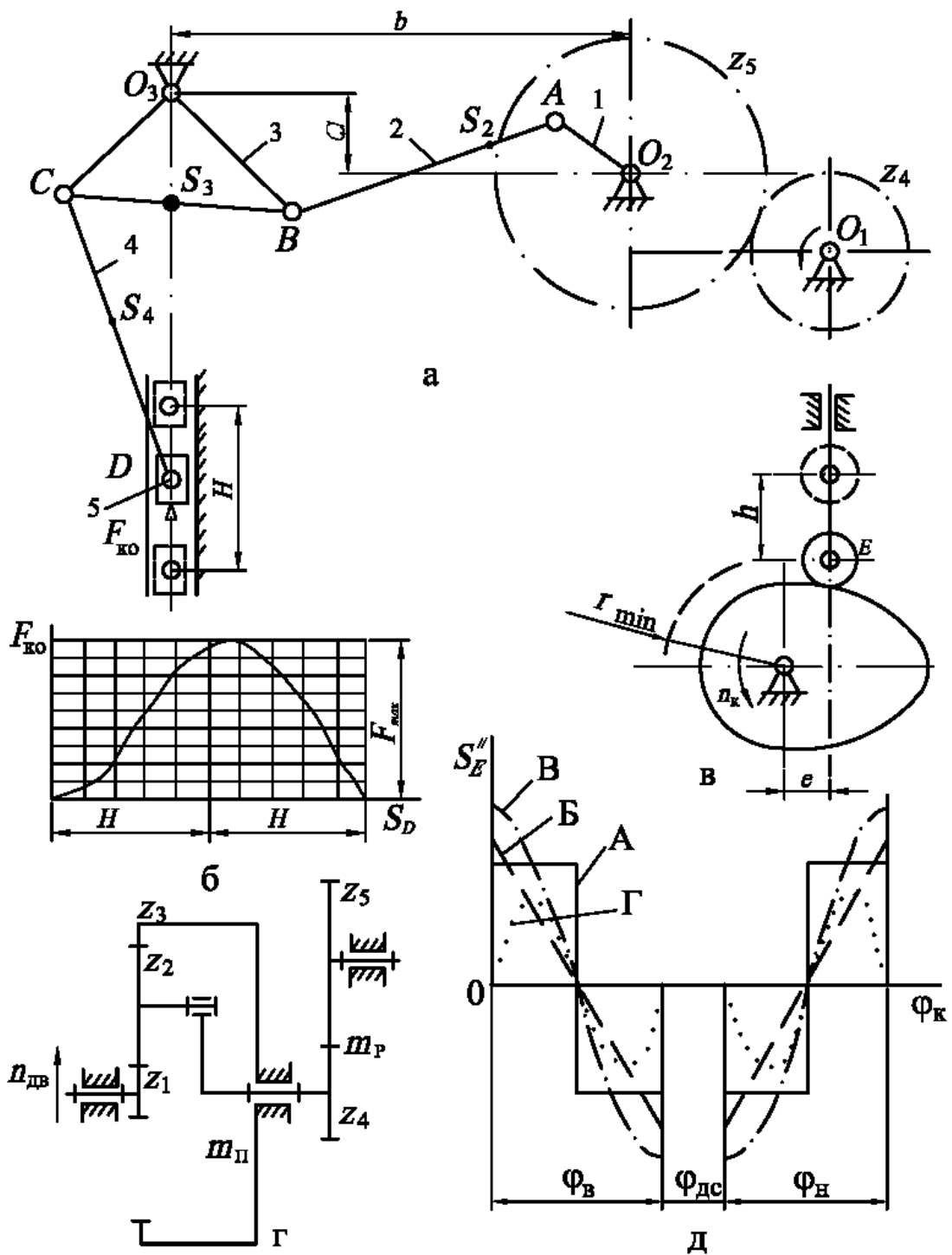


Рис. А.6. Завдання 6.

Механізми кривошипно-колінчастого преса:

- а – кінематична схема; б – діаграма зусиль корисного опору;
 в – схема кулачкового механізму подачі деталей; г – схема редуктора;
 д – діаграма аналога пришвидження штовхача

Таблиця А.6.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 6				
			1	2	3	4	5
Модуль зубчастих коліс	m_{Π}	мм	2	2,5	3	3,5	4
	m_p	мм	10	11	12	13	14
Числа зубців коліс	z_4	—	12	13	14	15	16
	z_5	—	40	45	48	50	60
Розміри між Сійками O_2O_3	a	мм	150	220	200	160	150
	b	мм	350	360	370	340	320
Хід пуансона	H	мм	100	110	90	110	150
Розміри ланок	O_2A	мм	60	50	80	70	60
	AB	мм	320	315	310	330	350
	O_3B	мм	240	220	240	220	210
	CB	мм	110	115	120	120	110
	CD	мм	200	180	220	230	220
Маси ланок	m_2	кг	30	35	45	48	35
	m_3	кг	32	36	48	40	42
	m_4	кг	20	24	28	25	26
	m_5	кг	120	105	130	110	125
Моменти інерції	I_{S2}	кг·м ²	0,125	0,120	0,140	0,150	0,160
	I_{S3}	кг·м ²	0,080	0,060	0,075	0,050	0,070
	I_{S4}	кг·м ²	0,010	0,005	0,015	0,010	0,015
Відносні розміри	AS_2/AB	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	BS_3/BC	—	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
	CS_3/CD	—	0,3	0,35	0,4	0,3	0,4
Хід штовхача	h	мм	46	40	38	42	36

Продовження таблиці А.6.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 6				
			1	2	3	4	5
Фазові кути	φ_B	град	60	80	90	70	60
	$\varphi_{ДС}$	град	20	15	10	10	20
	φ_H	град	90	70	60	80	90
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	50	55	60	45	50
Ексцентриситет	e	мм	0	5	10	0	5

Таблиця А.6.2

Підваріанти до завд. 6	$n_{\text{ДВ}},$ об/хв	Діаграма пришвидш.	$\mu_F,$ Н/мм	i_{15}	Коеф. зміщення для коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	1000	А	260	8,4	відсутність підріза
2	1200	Б	250	10	вирівнювання питомого ковзання
3	1450	В	285	12,1	найбільшу контактну міцність
4	1500	Г	300	12,5	найбільшу згинну міцність
5	1350	А	270	13,5	відсутність підріза
6	1000	Б	220	8,4	вирівнювання питомого ковзання
7	1200	В	240	10	найбільшу контактну міцність
8	1450	Г	250	12,1	найбільшу згинну міцність
9	1500	А	270	12,5	відсутність підріза
10	1300	Б	290	13	вирівнювання питомого ковзання
11	1200	В	300	10	найбільшу контактну міцність
12	1000	Г	320	8,4	найбільшу згинну міцність

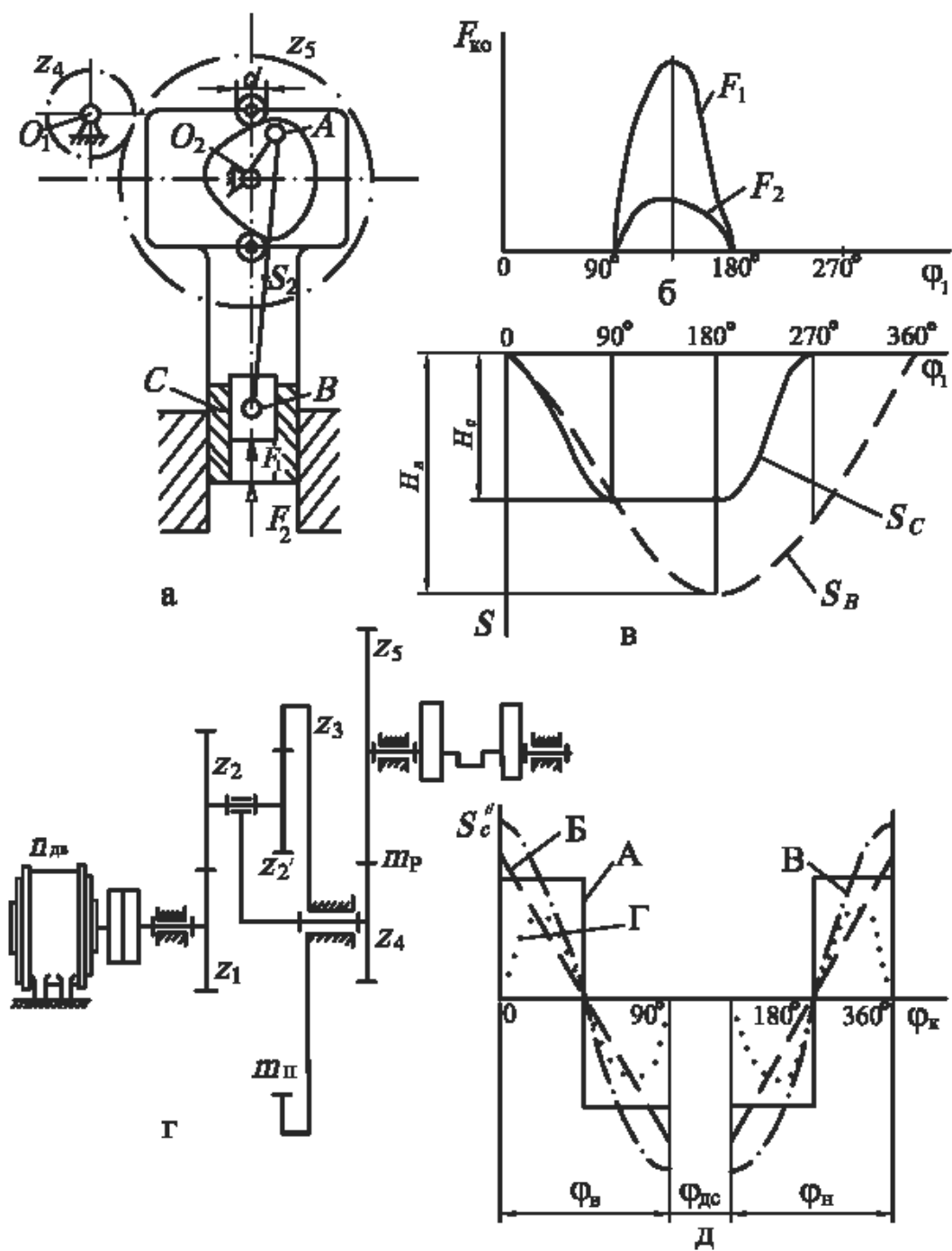


Рис. А.7. Завдання 7.

Механізми преса подвійної дії:

а – кінематична схема; б – діаграма сил корисного опору;

в – циклограма руху повзунів; г – схема редуктора;

д – діаграма аналога пришвидження притискного повзуна S

Таблиця А.7.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 7				
			1	2	3	4	5
Модуль зубчастих коліс	$m_{\text{П}}$	мм	3	4	5	6	7
	$m_{\text{Р}}$	мм	10	11	12	13	14
Числа зубців	z_4	—	15	14	12	13	16
	z_5	—	48	42	38	46	50
Хід витяжного повзуна	H	мм	150	200	250	300	350
Хід прижимного повзуна	h	мм	50	70	90	120	150
Відносні розміри	AB/O_2A	—	3	3	4	3	3
	AS_2/AB	—	0,35	0,3	0,32	0,35	0,4
Мінімальний кут передачі руху	γ_{min}	град	55	60	55	50	50
Маси ланок	m_3	кг	18	21	28	32	38
	m_2	кг	7	9	12	14	16
	m_4	кг	42	50	60	70	80
Момент інерції	I_{S2}	кг·м ²	0,03	0,07	0,25	0,24	0,37
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/20	1/20	1/25	1/25	1/20

Таблиця А.7.2

Підваріанти до завд. 7	$n_{\text{дв}},$ об/хв	Діаграма пришвидш.	$\mu_F,$ Н/мм	i_{15}	Коеф. зміщення для коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	1000	А	25	33,4	відсутність підріза
2	1200	Б	60	30	вирівнювання питомого ковзання
3	1450	В	30	36,2	найбільшу контактну міцність
4	1500	Г	65	28,8	найбільшу згинну міцність
5	1350	А	35	23,3	відсутність підріза
6	1000	Б	70	20	вирівнювання питомого ковзання
7	1200	В	28	40	найбільшу контактну міцність
8	1450	Г	75	27	найбільшу згинну міцність
9	1350	А	29	34	відсутність підріза
10	1500	Б	55	30	вирівнювання питомого ковзання
11	1000	В	31	18	найбільшу контактну міцність
12	1200	Г	62	25	найбільшу згинну міцність

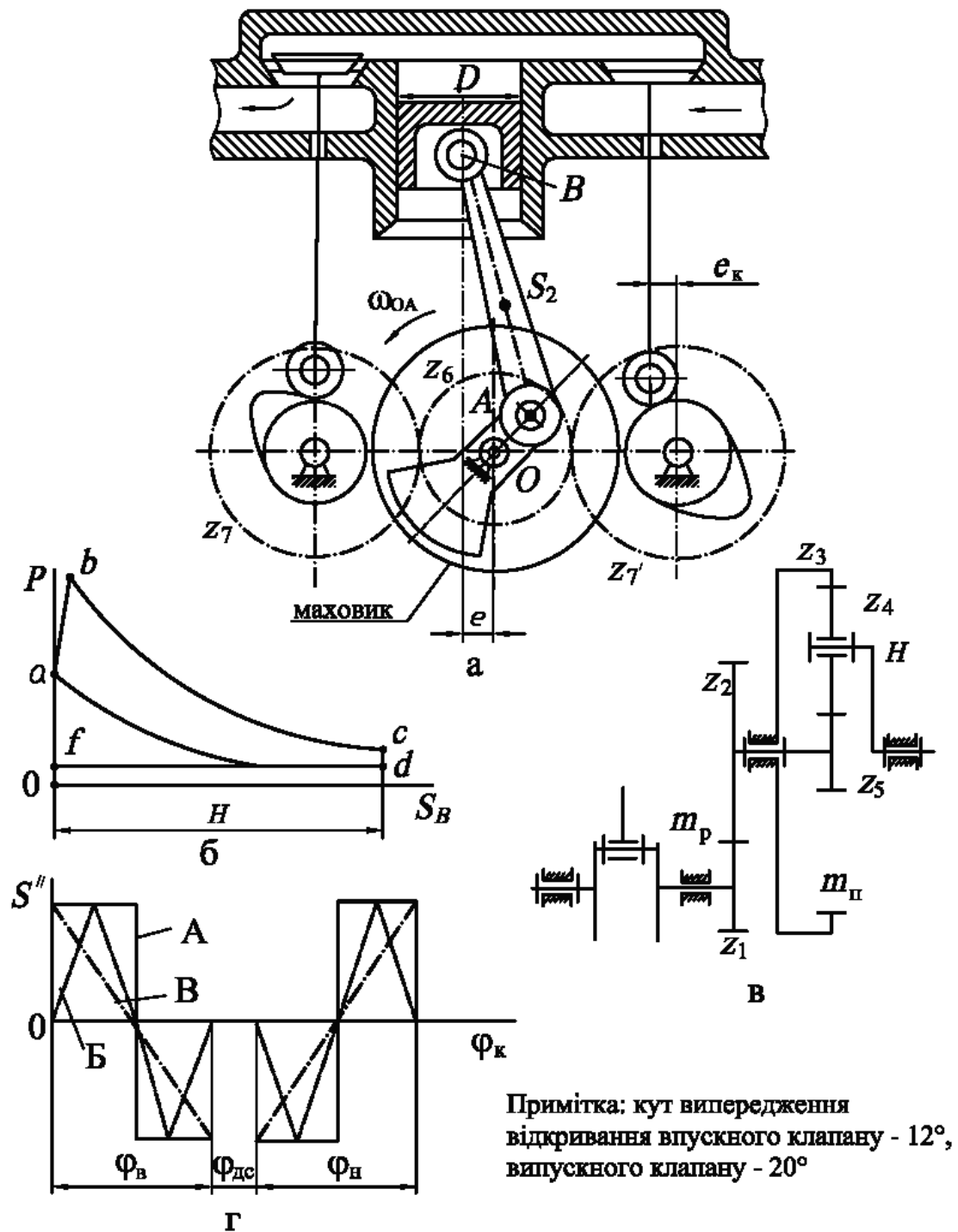


Рис. А.8. Завдання 8.

Механізми двигуна внутрішнього згоряння:

- а – кінематична схема; б – індикаторна діаграма двигуна;
в – схема редуктора; г – діаграма аналога пришвидження клапанів

Таблиця А.8.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 8				
			1	2	3	4	5
Коефіцієнт зміни швидкості руху	K_v	—	1,04	1,05	1,06	1,07	1,08
Хід поршня	H	мм	200	225	250	275	300
Діаметр поршня	D	мм	150	160	170	180	190
Ексцентриситет	e	мм	40	45	50	55	60
Маси ланок	m_1	кг	10	11	12	13	14
	m_2	кг	12	13	14	15	16
	m_3	кг	15	16	17	18	19
Моменти інерції	I_{S1}	кг · м ²	0,10	0,11	0,12	0,14	0,7
	I_{S2}	кг · м ²	0,12	0,13	0,14	0,15	0,7
Відносний розмір	AS_2 / AB	—	0,33	0,34	0,35	0,36	0,38
Коефіцієнт нерівномірності руху штовхача	δ	—	1/60	1/65	1/70	1/75	1/80
Хід штовхача	h	мм	6	7	8	9	10
Дезаксиал	e_K	мм	0	2	4	5	6
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	50	55	60	50	60
Фазові кути	φ_B	град	50	50	55	60	55
	$\varphi_{ДС}$	град	5	5	0	5	0
	φ_H	град	50	55	50	50	60

Продовження таблиці А.8.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 8				
			1	2	3	4	5
Модуль зубчастих коліс	m_p	мм	4	4,5	5	5,5	6
	m_{II}	мм	3	3,5	4	4,5	5
Числа зубців коліс	z_1	—	12	13	14	15	16
	z_2	—	52	50	42	45	48

Таблиця А.8.2

Підваріанти до завд. 8	Діаграма пришвидш.	n_{OA} , об/хв	μ_p , МПа/мм	i_{1H}	Коеф. зміщення коліс $z_1 - z_2$ забезпечують:
1	А	600	0,08	12	відсутність підріза
2	Б	700	0,09	14	вирівнювання питомого ковзання
3	В	900	0,10	16	найбільшу контактну міцність
4	А	1000	0,11	18	відсутність підріза
5	Б	1200	0,12	20	вирівнювання питомого ковзання
6	В	1400	0,13	25	найбільшу контактну міцність
7	А	1600	0,14	28	відсутність підріза
8	Б	1800	0,15	30	вирівнювання питомого ковзання
9	В	2000	0,16	32	найбільшу контактну міцність
10	А	2200	0,17	34	відсутність підріза
11	Б	2400	0,18	36	вирівнювання питомого ковзання
12	В	2500	0,20	40	найбільшу контактну міцність

Таблиця А.8.3

S/H		0	0,025	0,05
P/P_{\max}	Впуск	0,01	0	- 0,01
	Стиск	0,29	0,23	0,20
	Розширення	0,29	1,0	0,9
	Випуск	0,01	0,01	0,01

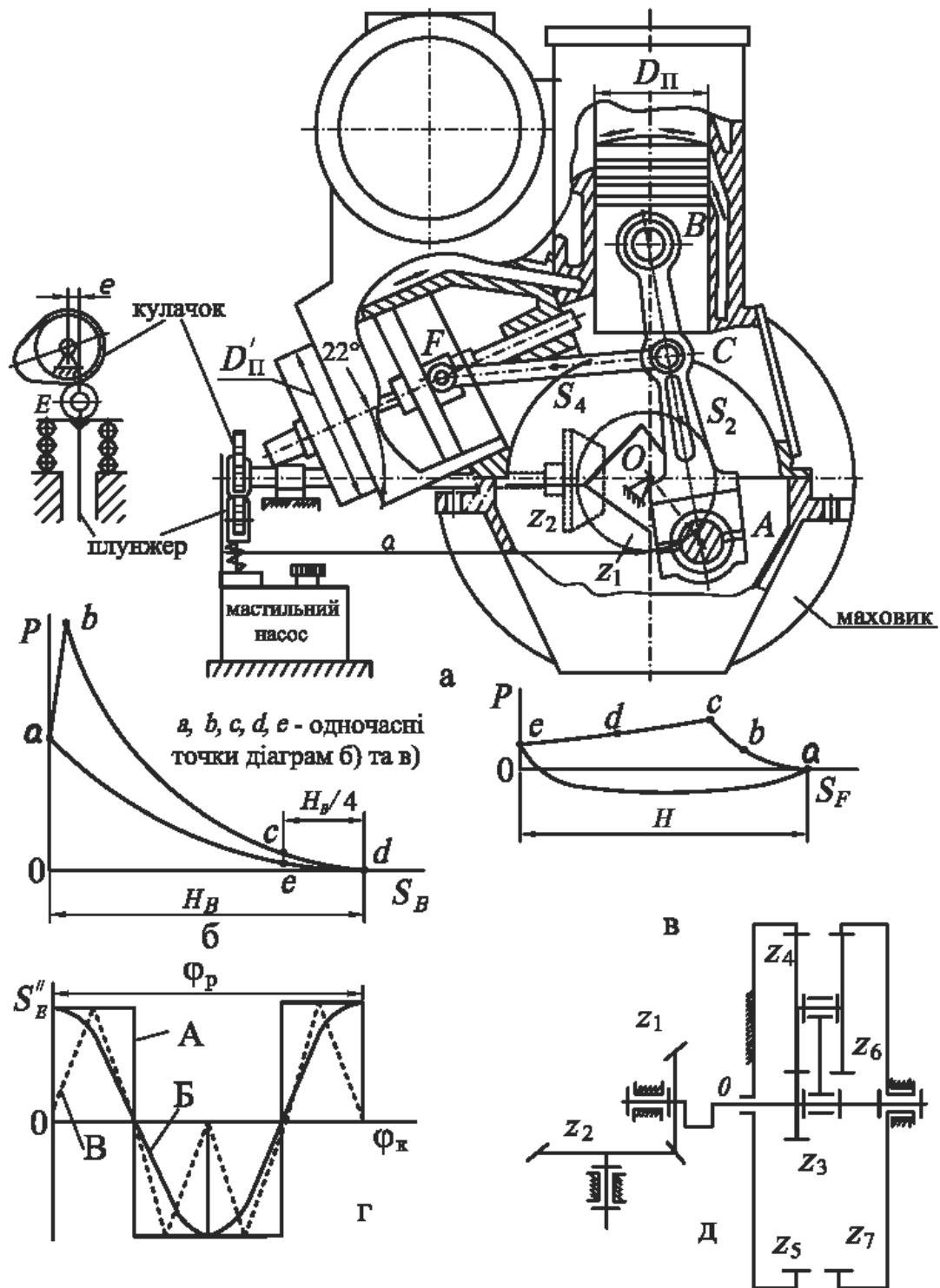


Рис. А.9. Завдання 9.

Механізми двотактного ДВЗ:

а – кінематична схема; б, в – індикаторні діаграми відповідно двигуна і компресора; г – діаграма аналога пришвидження штовхача; д – схема редуктора

Таблиця А.9.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 9				
			1	2	3	4	5
Розміри	OA	мм	150	160	180	200	220
	AB	мм	600	650	700	800	850
	CF	мм	400	450	475	500	550
	AC	мм	350	375	400	500	425
	a	мм	800	750	900	1300	1000
	AS_2	мм	300	250	300	350	400
	CS_4	мм	200	220	240	250	260
	D_{Π}	мм	150	200	250	300	325
	D'_{Π}	мм	300	350	400	450	475
Маси ланок	m_1	кг	15	16	18	20	22
	m_2	кг	12	14	15	16	18
	m_3	кг	10	12	14	15	16
	m_4	кг	8	9	9,5	10	10,5
	m_5	кг	5	6	7	7,5	8
Моменти інерції	I_{S1}	кг · м ²	0,30	0,40	0,45	0,50	0,55
	I_{S2}	кг · м ²	2	2,2	2,4	2,5	2,6
	I_{S4}	кг · м ²	0,7	0,75	0,8	0,8	0,85
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/40	1/45	1/40	1/45	1/40
Числа зубців	z_1/z_2	—	14/28	15/30	16/32	20/40	22/44
Модуль коліс	m	мм	3	4	5	4	5
Робочий кут	φ_p	град	180	200	220	230	240
Хід штовхача	h_{\max}	мм	15	18	20	22	20

Продовження таблиці А.9.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 9				
			1	2	3	4	5
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	60	65	70	65	70
Дезаксиал	e	мм	10	12	15	20	22

Таблиця А.9.2

Підваріанти до завд. 9	Діаграма пришвидш.	n_{OA} , об/хв	μ_p , МПа/мм	i_{37}	Зачеплення коліс $z_1 - z_2$:
1	А	1000	0,08	50	незміщене
2	Б	1100	0,09	60	рівнозміщене
3	В	1200	0,10	100	незміщене
4	А	1300	0,08	120	рівнозміщене
5	Б	800	0,09	130	незміщене
6	В	900	0,10	150	рівнозміщене
7	А	1050	0,08	160	незміщене
8	Б	1150	0,09	180	рівнозміщене
9	В	1250	0,10	200	незміщене
10	А	1350	0,08	220	рівнозміщене
11	Б	950	0,09	250	незміщене
12	В	850	0,10	300	рівнозміщене

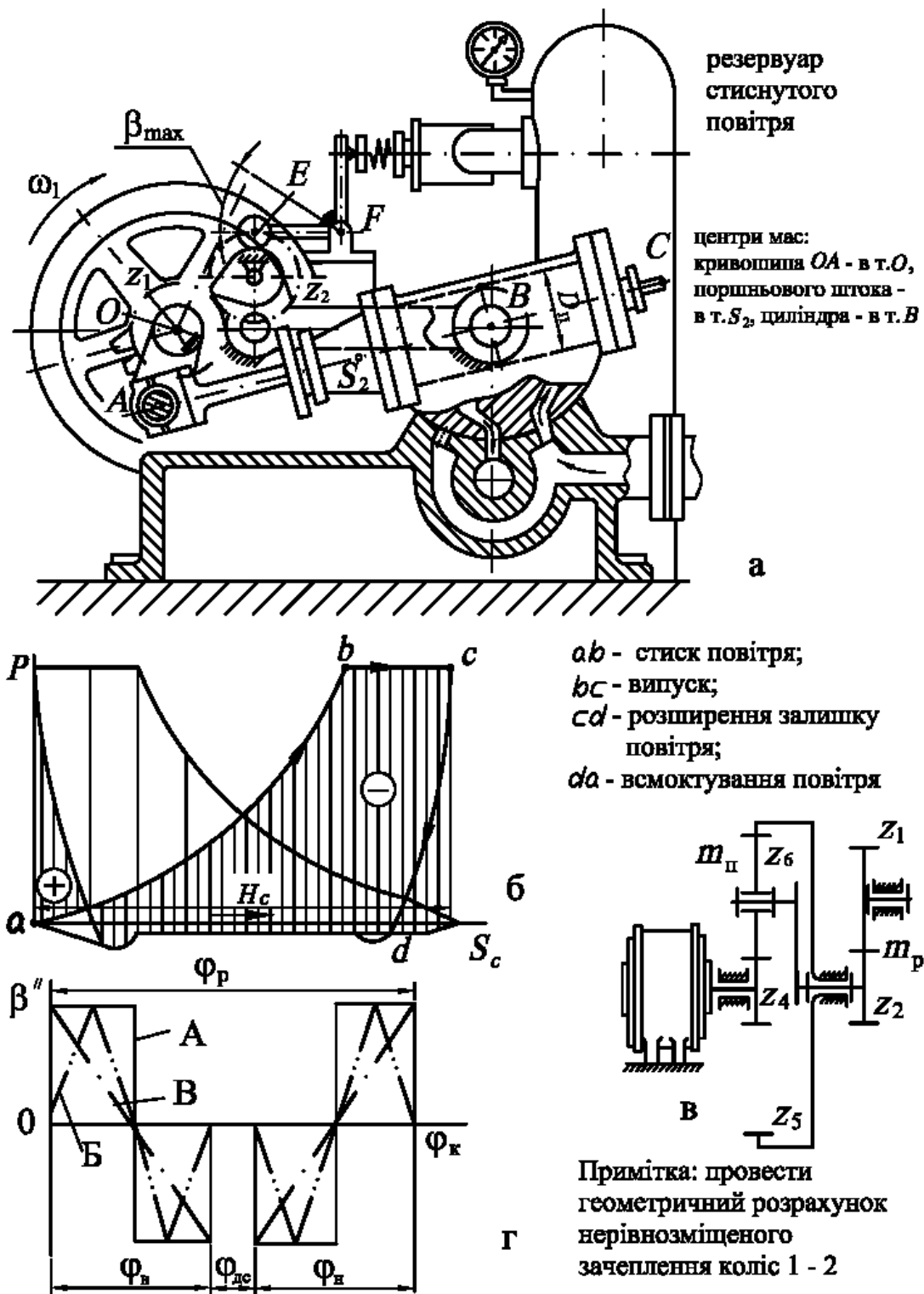


Рис. А.10. Завдання 10.

Механізми компресора подвійної дії:

а – кінематична схема; б – індикаторна діаграма компресора;
в – схема редуктора; г – діаграма аналога пришвидження важеля FE

Таблиця А.10.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 10				
			1	2	3	4	5
Розміри	OA	мм	75	100	150	175	200
	OB	мм	500	550	600	700	800
	AC	мм	750	820	900	950	1000
	AS_2	мм	350	400	450	475	500
	D_{II}	мм	120	130	140	150	160
Маси ланок	m_1	кг	15	18	20	22	24
	m_2	кг	10	15	16	17	18
	m_3	кг	20	22	25	28	30
Моменти інерції	I_{S1}	кг · м ²	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25
	I_{S2}	кг · м ²	0,2	0,5	0,8	0,9	1,0
	I_B	кг · м ²	1	1,2	1,5	1,6	1,7
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/25	1/26	1/27	1/28	1/30
Кут хитання штовхача	β_{\max}	град	20	22	25	28	30
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	40	45	50	40	45
Довжина штовхача	FE	мм	60	70	80	85	90
Фазові кути	φ_B	град	20	10	8	5	0
	$\varphi_{ДС}$	град	60	70	75	80	90
	φ_H	град	4	5	6	8	10
Модуль зубчастих коліс	m_P	мм	4	5	6	8	10
	m_{II}	мм	2,5	3	3,5	4	4,5
Числа зубців коліс	z_1	—	36	38	40	42	45
	z_2	—	9	10	11	12	14

Таблиця А.10.2

Підваріанти до завід. 10	Діаграма пришвидш.	n_{OA} , об/хв	μ_P , МПа/мм	i_{41}	Коеф. зміщення коліс $z_1 - z_2$ забезпечують:
1	А	100	0,010	– 11	відсутність підрізу
2	Б	110	0,012	– 13	вирівнювання питомого ковзання
3	В	115	0,014	– 15	найбільшу контактну міцність
4	А	120	0,015	– 17	найбільшу згинну міцність
5	Б	125	1,016	– 19	відсутність підрізу
6	В	130	0,017	– 21	вирівнювання питомого ковзання
7	А	135	0,018	– 23	найбільшу контактну міцність
8	Б	140	0,019	– 25	найбільшу згинну міцність
9	В	145	0,020	– 27	відсутність підрізу
10	А	150	0,021	– 29	вирівнювання питомого ковзання
11	Б	155	0,022	– 31	найбільшу контактну міцність
12	В	160	0,025	– 33	відсутність підрізу

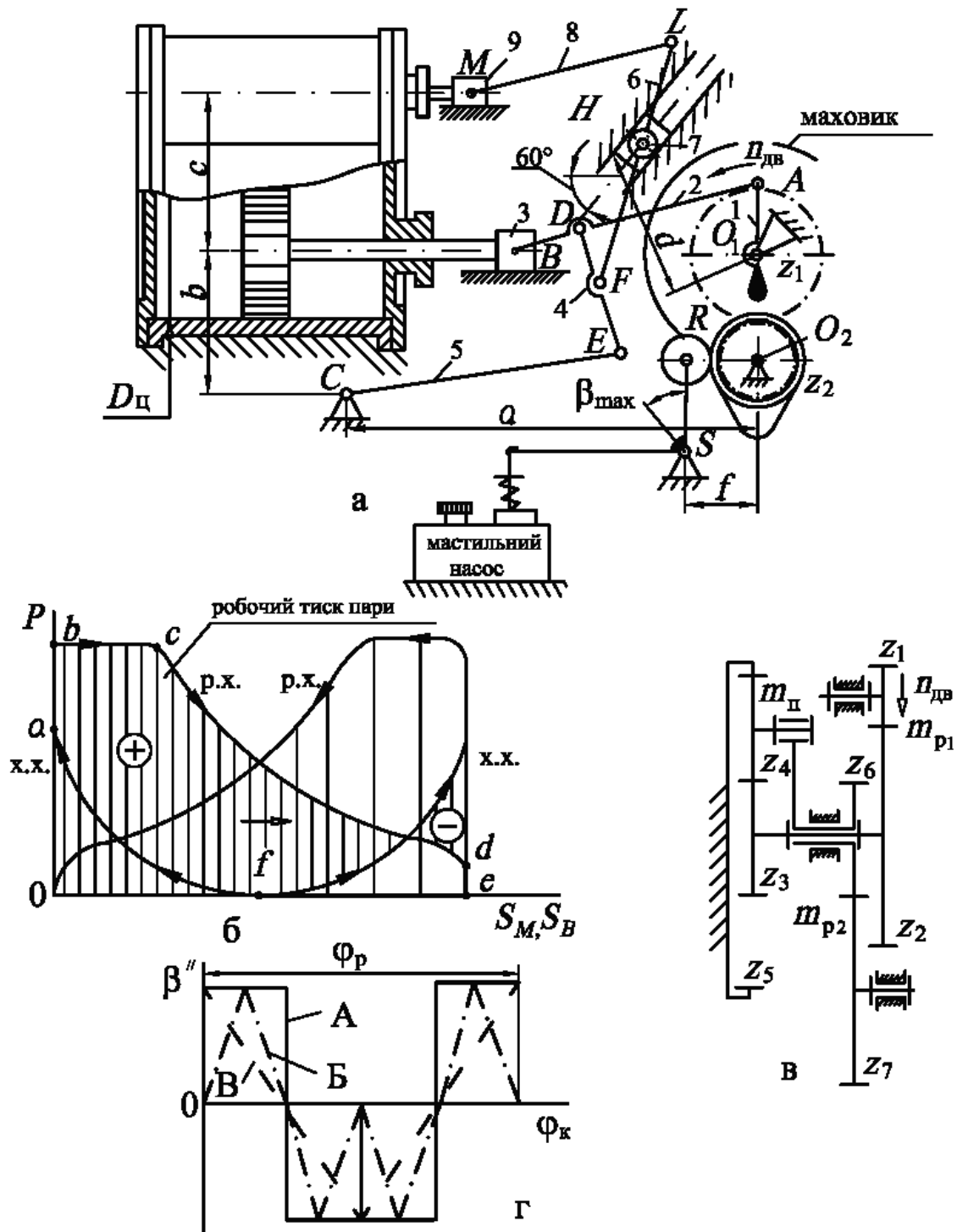


Рис. А.11. Завдання 11.

Механізми парової машини:

- а – кінематична схема; б – індикаторні діаграми двигуна
 (abc -впуск пари; cde -розширення і випуск пари;
 efa -виштовхування і стиск пари); в – схема редуктора;
 г – діаграма аналога пришвидшення штовхача RS

Таблиця А.11.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 11				
			1	2	3	4	5
Розміри	$O_1 A$	мм	120	95	90	132	99
	AB	мм	500	500	480	550	528
	AD	мм	350	295	285	385	313
	DE	мм	250	158	150	275	165
	DF	мм	100	47	45	110	50
	CE	мм	520	420	360	572	396
	FL	мм	500	270	255	550	280
	FH	мм	300	205	195	330	214
	a	мм	800	710	660	880	726
	b	мм	280	157	150	308	165
	c	мм	320	190	180	352	198
	d	мм	300	345	330	330	363
	ML	мм	400	290	300	440	330
	RS	мм	80	80	80	80	80
	f	мм	40	50	32	45	50
Маси ланок (зосереджені посередині відповідної довжини)	m_2	кг	10	10	9	12	10
	m_3	кг	20	20	18	22	19
	m_4	кг	5	3	3	6	4
	m_5	кг	10	8	7	12	8
	m_6	кг	10	5	5	12	6
	m_7	кг	10	10	10	12	11
	m_8	кг	8	6	6	9	7
	m_9	кг	16	12	12	17	14
Моменти інерції	I_{S2}	кг · м ²	0,3	0,3	0,2	0,35	0,25
	I_{S4}	кг · м ²	0,03	0,01	0,01	0,032	0,015
	I_{S5}	кг · м ²	0,25	0,13	0,1	0,28	0,032
	I_{S6}	кг · м ²	0,25	0,04	0,03	0,28	0,032
	I_{S8}	кг · м ²	0,13	0,05	0,06	0,15	0,065
Коеф. нерівном. руху	δ	—	1/30	1/30	1/30	1/35	1/40

Продовження таблиці А.11.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 11				
			1	2	3	4	5
Діаметр поршня	$D_{\text{П}}$	мм	150	170	160	200	180
Числа зубців	z_1 / z_2	—	20/60	40/20	28/14	30/15	30/60
Модуль	m	мм	5	5	4	5	10
Робочий кут кулачка	$\varphi_{\text{Р}}$	град	180	240	180	210	240
Кут хитання штовхача	β_{max}	град	20	15	20	20	15
Мінімальний кут передачі руху	γ_{min}	град	40	50	45	50	40

Таблиця А.11.2

Підваріанти до завд. 11	Діаграма пришвидш.	n_{OA} , об/хв	μ_p , МПа/мм	i_{17}	Коеф. зміщення коліс $z_1 - z_2$ забезпечують:
1	А	160	0,016	25	рівнозміщене зачеплення
2	Б	180	0,018	30	найбільшу контактну міцність
3	В	200	0,02	35	вирівнювання питомого ковзання
4	А	220	0,022	40	рівнозміщене зачеплення
5	Б	240	0,016	45	найбільшу контактну міцність
6	В	260	0,018	50	вирівнювання питомого ковзання
7	А	160	0,02	55	рівнозміщене зачеплення
8	Б	180	0,022	60	найбільшу контактну міцність
9	В	200	0,016	50	вирівнювання питомого ковзання
10	А	220	0,018	40	рівнозміщене зачеплення
11	Б	240	0,020	30	найбільшу контактну міцність
12	В	260	0,022	20	вирівнювання питомого ковзання

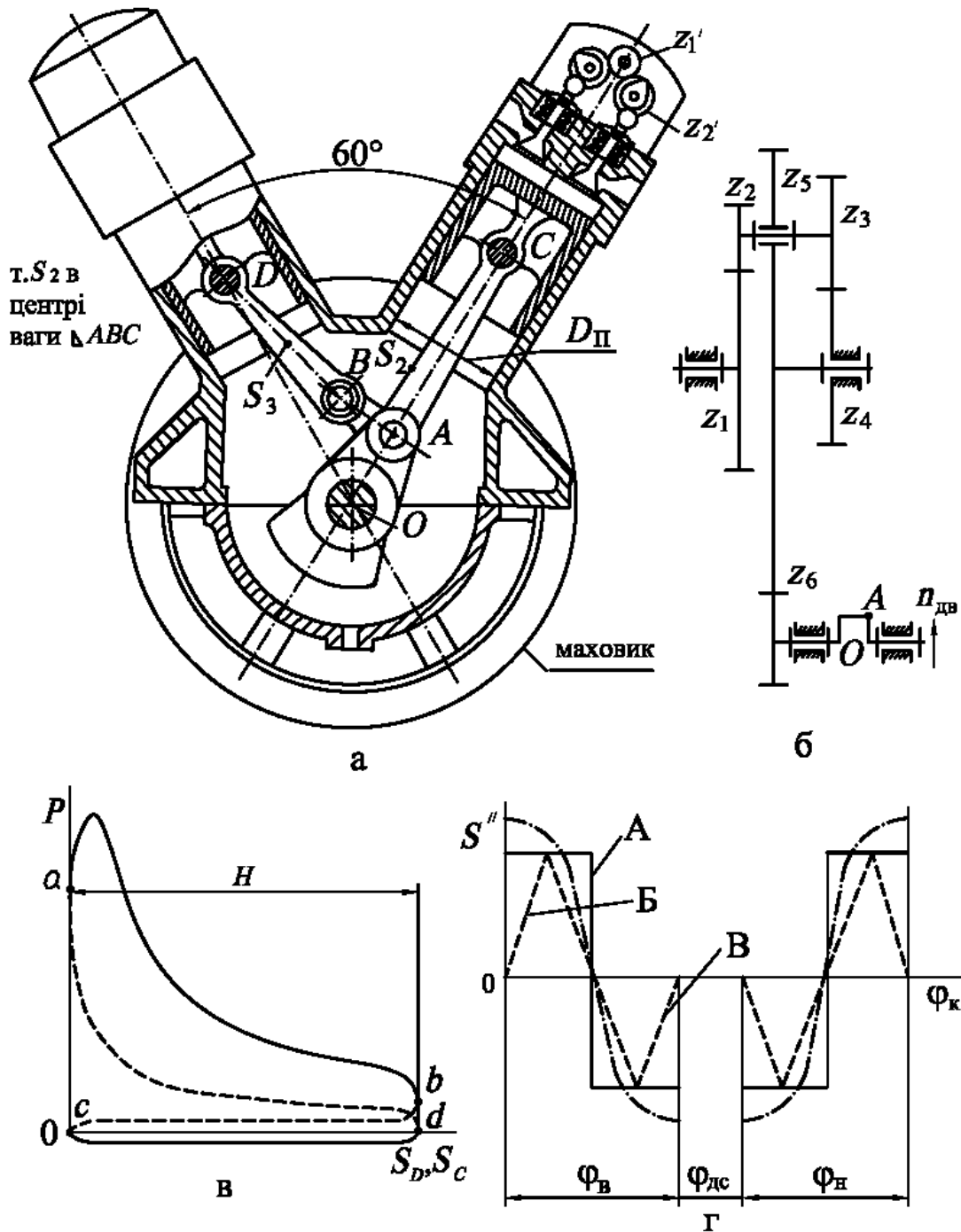


Рис. А.12. Завдання 12.

Механізми чотиритактного ДВЗ:

а – кінематична схема; б – схема редуктора; в – індикаторна діаграма двигуна; (*ab*-згорання і розширення; *bc*-випуск газів; *cd*-всмоктування повітря; *da*-стиск суміші); г – діаграма аналога пришвидження клапанів

Таблиця А.12.1

Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 12				
			1	2	3	4	5
Розміри	OA	мм	100	200	90	110	220
	AC	мм	350	500	320	385	550
	AB	мм	90	100	82	100	110
	DB	мм	250	400	238	275	440
	$DS2$	мм	130	200	120	145	220
Маси ланок	m_1	кг	8	8	10	9	9
	m_2	кг	6	8	6	7	9
	m_3	кг	5	6	4	6	7
	$m_4 = m_5$	кг	4	5	3	5	6
Моменти інерції	I_{S1}	кг · м ²	0,002	0,016	0,002	0,005	0,014
	I_{S2}	кг · м ²	0,12	0,29	0,08	0,14	0,3
	I_{S3}	кг · м ²	0,03	0,06	0,04	0,04	0,08
Діаметр поршня	D_{Π}	мм	120	200	150	150	220
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/40	1/50	1/40	1/45	1/30
Кут	$\angle ABC$	град	67	70	67	70	67
Числа зубців коліс	z_1' / z_2'	—	14/28	12/24	18/36	15/30	20/40
Хід штовхача	h	мм	15	40	40	20	40
Модуль	m	мм	4	6	8	4	5
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	60	70	65	55	60
Фазові кути	φ_B	град	60	60	65	70	65
	$\varphi_{ДС}$	град	10	5	10	5	5
	φ_H	град	60	55	55	60	65

Таблиця А.12.2

Підваріанти до завд. 12	Діаграма пришвидш.	n_{OA} , об/хв	μ_p , МПа/мм	i_{61}	Коеф. зміщення коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	А	1100	0,15	100	рівнозміщене зачеплення
2	Б	1200	0,16	150	найбільшу контактну міцність
3	В	1300	0,18	200	рівнозміщене зачеплення
4	А	1400	0,2	250	вирівнювання питомого ковзання
5	Б	1500	0,22	300	рівнозміщене зачеплення
6	В	1600	0,24	250	найбільшу контактну міцність
7	А	1700	0,26	200	рівнозміщене зачеплення
8	Б	1800	0,24	150	вирівнювання питомого ковзання
9	В	1900	0,22	100	рівнозміщене зачеплення
10	А	1800	0,2	150	найбільшу контактну міцність
11	Б	1700	0,18	200	рівнозміщене зачеплення
12	В	1500	0,16	250	вирівнювання питомого ковзання

Таблиця А.12.3

S/H		0	0,025	0,05
P/P_{\max}	Впуск	0,01	0	– 0,01
	Стиск	0,29	0,23	0,20
	Розширення	0,29	1,0	0,9
	Випуск	0,01	0,01	0,01

Таблиця А.12.4

Циліндри:	Кут повороту колінчастого валу, град				
	0	180	360	540	720
лівий	Впуск	Стиск	Розширення	Випуск	
правий	Розширення	Випуск	Впуск	Стиск	

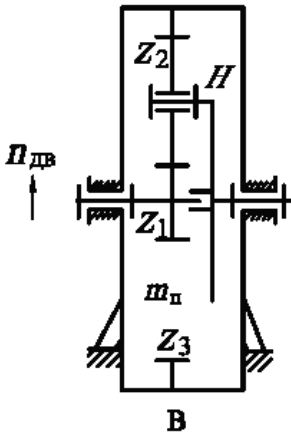


Рис. А.13.1. Завдання 13.

Механізми двигуна мотоцикла:

а – кінематична схема; б – діаграма пришвидження клапанів; в – схема редуктора; г – діаграма газорозподілу двигуна

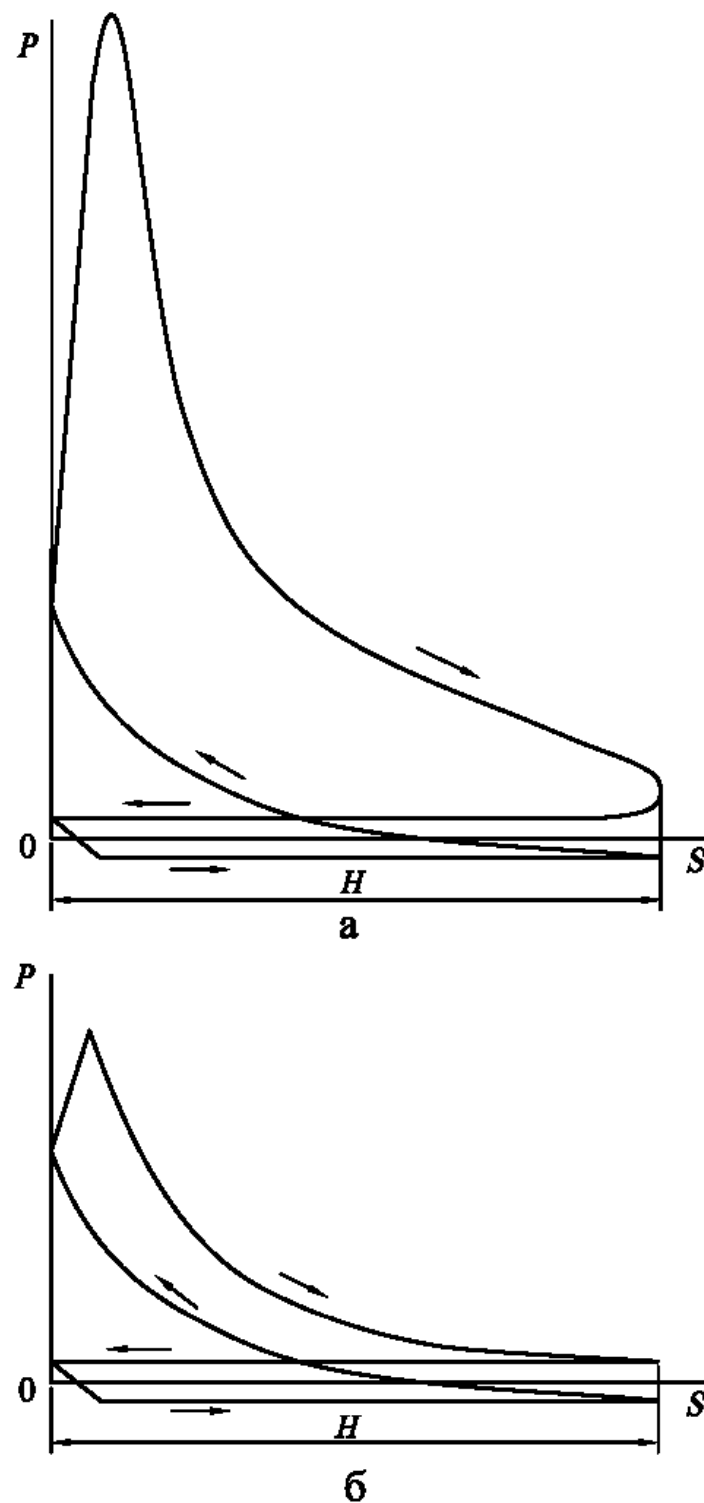


Рис. А.13.2. Завдання 13.

Індикаторні діаграми двигуна:

а – при нормальному навантаженні (розрахунок сил);

б – при холостому ході (розрахунок маховика)

Таблиця А.13.1

Параметри	Позначення	Розмірн.	Варіанти до завдання 13				
			1	2	3	4	5
Середня швидкість поршня	v_B, v_F	м/с	11,96	11,98	11,94	12	11,92
Відносні розміри	$AB/OA, DF/OD$	—	3,846	3,86	3,88	3,9	3,82
	$AS_2 / AB, DS_4 / DF$	—	0,29	0,3	0,28	0,27	0,26
Діаметр поршня	d_{Π}	м	0,078	0,076	0,074	0,08	0,082
Число обертів колінчаст. вала при холостому ході	n_{1xx}	об/хв	1300	1250	1200	1150	1100
Механічний ККД двигуна	$\eta_{\text{ДВ}}$	м	0,815	0,82	0,825	0,83	0,81
Коеф. Нерівномірності обертання колінч. вала при холостому ході	δ_{xx}	—	1/8	1/7	1/6	1/9	1/10
Маси ланок	m_2, m_4	кг	0,34	0,345	0,35	0,355	0,36
	$m_3 = m_5$	кг	0,36	0,355	0,355	0,345	0,34
	m_1	кг	4,02	4,03	4,04	4,05	4,06
Моменти інерції	I_{S2}, I_{S4}	кг·м ²	0,002	0,002	0,002	0,003	0,003
	I_{S1}	кг·м ²	0,007	0,006	0,007	0,006	0,007

Продовження таблиці А.13.1

Параметри	Позначення	Розмірн.	Варіанти до завдання 13				
			1	2	3	4	5
Момент інерції мотоциклу, зведений до колінчастого вала	$I_O^{ЗВ}$	кг·м ²	0,9	1,0	0,95	0,85	0,8
Хід штовхача	h	мм	7	7,1	7,2	7,3	7,4
Максимальний кут тиску штовхача	α_{\max}	град	30	35	30	25	30
Відстань між осями валів колінчастого і Розподільного	$a_{W4,5}$	мм	96	96	96	96	96
Модуль зубчастих коліс	m_P	мм	4,5	5	4	4,5	3,5
	m_{II}	мм	3,0	3,25	3,5	2,75	2,5
Передаточне відношення	i_{45}	—	2	2	2	2	2
Кути діаграми Газорозподілу	$\Delta\phi'_{\text{ВІП}}$	град	45	46	47	46	45
	$\Delta\phi'_{\text{ВІ}}$	град	8	7	6	7	9
	$\Delta\phi''_{\text{ВІП}}$	град	14	15	16	17	16
	$\Delta\phi''_{\text{ВІ}}$	град	50	51	52	49	53

Таблиця А.13.2

Підваріанти до завд. 13	Віднош. a_1/a_2	$n_{\text{ном}}$, об/хв	μ_p , МПа/мм	i_{1H}	Коефіцієнти зміщення коліс $z_4 - z_5$ забезпечують зачеплення:
1	1,7	4800	0,035	4	рівнозміщене
2	1,8	4700	0,030	3,8	нерівнозміщене
3	1,9	4600	0,025	3,6	рівнозміщене
4	2,0	4500	0,020	3,4	нерівнозміщене
5	1,7	4400	0,020	3,6	рівнозміщене
6	1,8	4300	0,020	3,8	нерівнозміщене
7	1,9	4200	0,025	4	рівнозміщене
8	2,0	4100	0,030	4,2	нерівнозміщене
9	1,7	4000	0,035	4,4	рівнозміщене
10	1,8	3900	0,030	4,6	нерівнозміщене
11	1,9	3800	0,025	4,4	рівнозміщене
12	2,0	3700	0,020	4,2	нерівнозміщене

Таблиця А.13.3

Циліндри:	Кут повороту колінчастого валу, град				
	0	180	360	540	720
лівий	Впуск		Стиск	Розширення	Випуск
правий	Розширення		Випуск	Впуск	Стиск

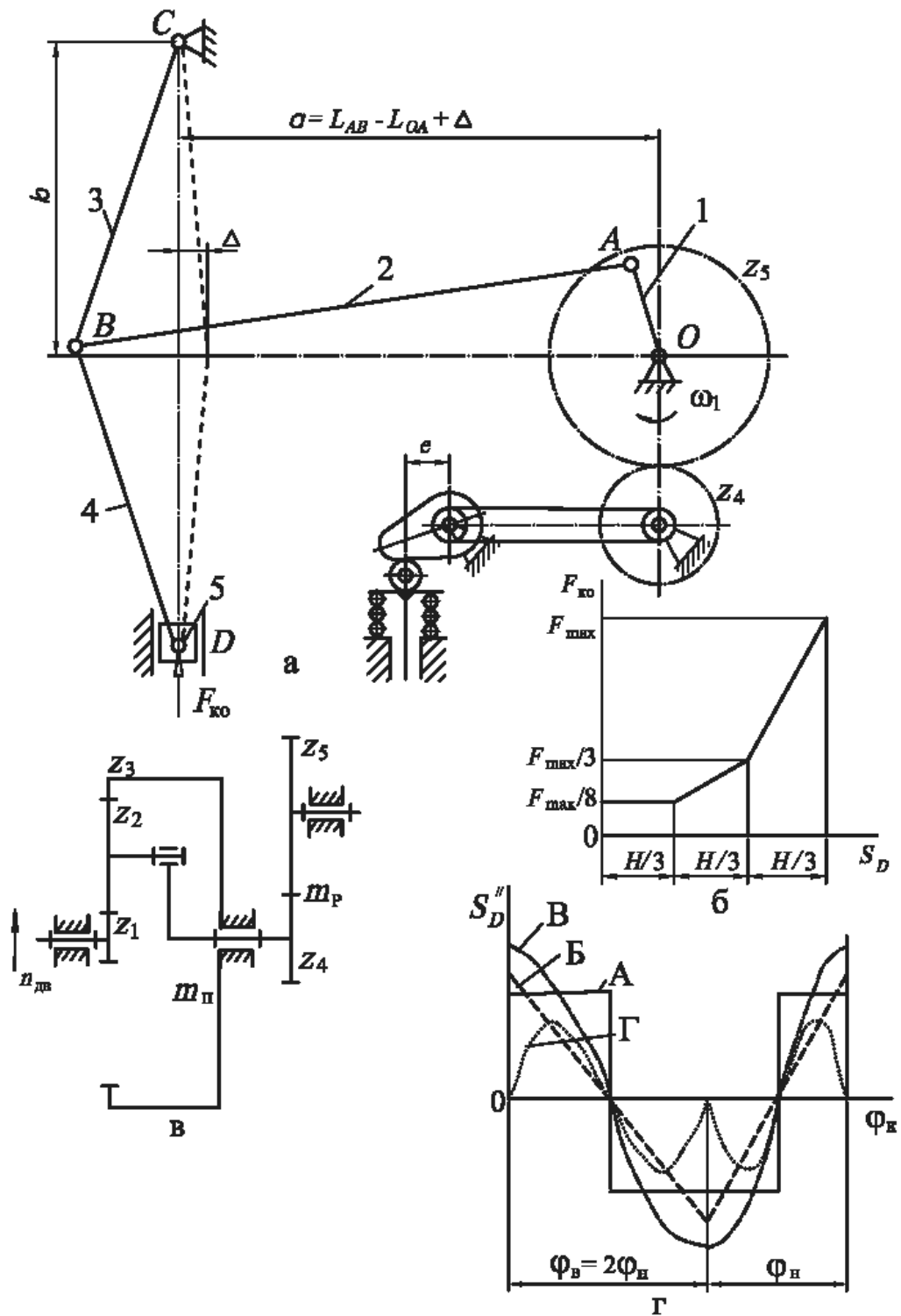


Рис. А.14. Завдання 14.

Механізми чеканочного преса:

а – кінематична схема; б – діаграма сил опору;

в – схема редуктора; г – діаграма аналога пришвидшення штовхача механізму подачі

Таблиця А.14.1

Параметри	Позначення	Розмір-ність	Варіанти до завдання 14				
			1	2	3	4	5
Модуль зубчастих коліс	m_{Π}	мм	2	2,5	3	3,5	4
	m_p	мм	10	11	12	13	14
Числа зубців коліс	z_4	—	12	13	14	15	16
	z_5	—	40	45	48	50	60
Розміри	OA	мм	175	150	142	160	140
	AB	мм	1540	960	375	1540	960
	BC	мм	710	530	470	710	530
	BD	мм	710	530	470	710	530
	Δ	мм	17	15	0	16	14
	b	мм	700	500	450	600	400
Маси ланок	m_2	кг	150	100	40	150	100
	m_3	кг	70	50	45	70	50
	m_4	кг	70	50	45	70	50
	m_5	кг	150	100	60	150	100
Моменти інерції ланок	I_{S1}	кг·м ²	1	0,5	0,025	0,8	0,4
	I_{S2}	кг·м ²	15	5	0,35	15	5
	I_{S3}	кг·м ²	1,75	0,6	0,5	1,75	0,6
	I_{S4}	кг·м ²	1,75	0,6	0,5	1,75	0,6
Коефіцієнт нерівномірності ходу	δ	—	1/12	1/15	1/20	1/25	1/30
Хід штовхача	h	мм	15	14	16	12	13
Робочий кут кулачка	φ_p	град	240	300	180	200	250
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	55	60	55	60	55
Ексцентрик-ситет	e	мм	0	5	10	0	10

Таблиця А.14.2

Підваріанти до завд. 14	$n_{\text{ДВ}}$, об/хв	Діаграма пришвидш.	F_{max} , кН	i_{15}	Коеф. зміщення коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	1200	А	40	– 24	відсутність підрізу
2	1125	Б	30	– 22,5	вирівнювання питомого ковзання
3	1150	В	25	– 23	найбільшу контактну міцність
4	1100	Г	35	– 22	найбільшу згинну міцність
5	1000	А	20	– 20	відсутність підрізу
6	1125	Б	40	– 22,5	вирівнювання питомого ковзання
7	1150	В	30	– 23	найбільшу контактну міцність
8	1100	Г	25	– 22	найбільшу згинну міцність
9	1200	А	20	– 24	відсутність підріза
10	900	Б	32	– 18	вирівнювання питомого ковзання
11	1250	В	38	– 25	найбільшу контактну міцність
12	1000	Г	22	– 20	найбільшу згинну міцність

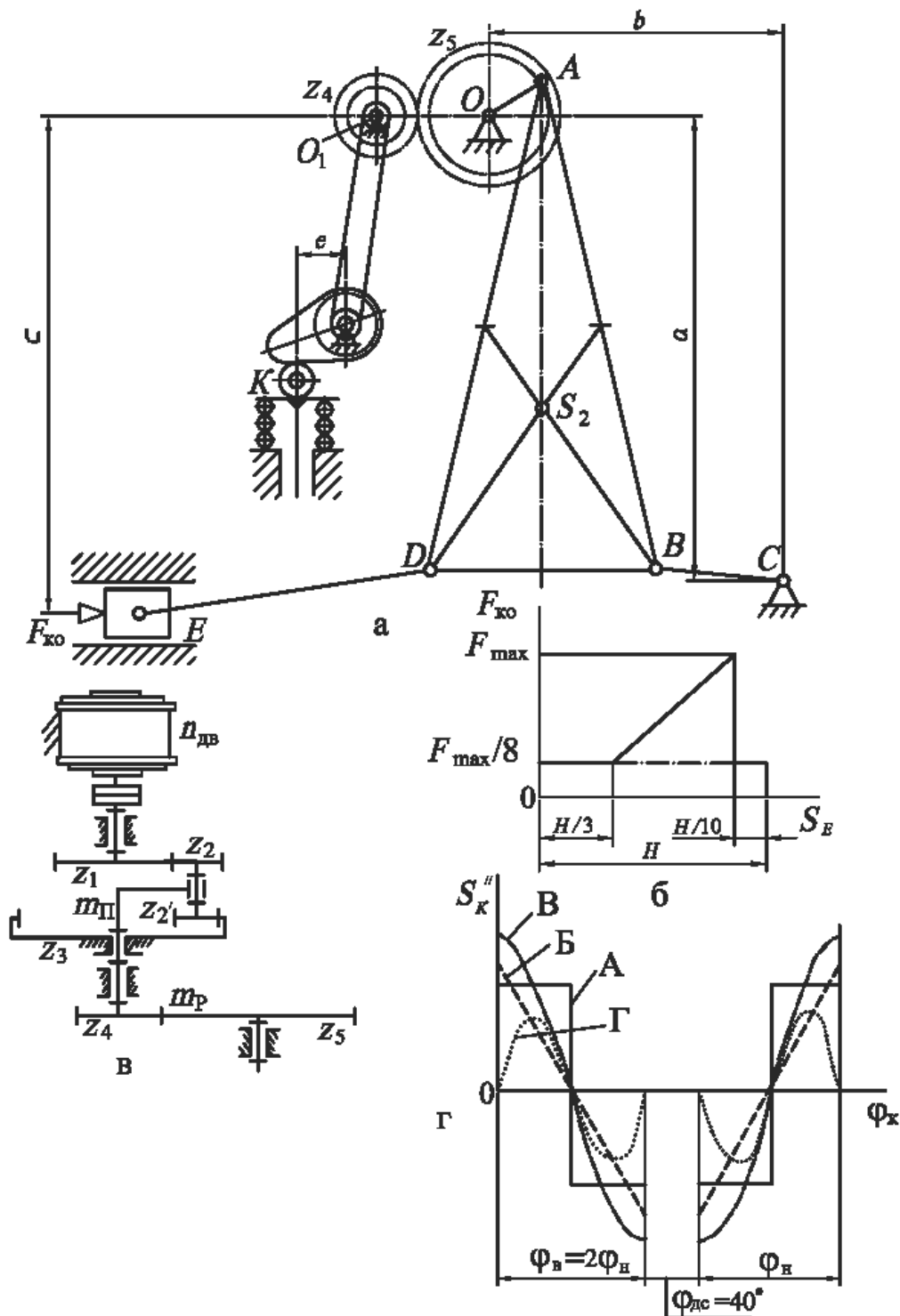


Рис. А.15. Завдання 15.

Механізми чеканочного преса:

а – кінематична схема; б – діаграма сил корисного опору;
 в – схема редуктора; г – діаграма аналога пришвидження штовхача
 механізму подачі

Таблиця А.15.1

Параметри	Позначення	Розмір-ність	Варіанти до завдання 15				
			1	2	3	4	5
Модуль зубчастих коліс	m_{Π}	мм	3	4	4,5	5	5
	m_p	мм	10	12	13	14	16
Числа зубців коліс	z_4	—	12	13	14	15	16
	z_5	—	42	45	39	40	48
Розміри	OA	мм	60	65	70	75	80
	AB	мм	730	740	750	760	770
	AD	мм	730	740	750	760	770
	BD	мм	420	410	400	430	450
	BC	мм	300	300	300	300	300
	DE	мм	310	320	330	340	350
	a	мм	620	600	620	600	620
	b	мм	400	400	400	400	400
	c	мм	600	610	620	630	640
Маси ланок	m_2	кг	50	55	60	65	70
	m_3	кг	8	9	10	8	10
	m_4	кг	9	10	11	12	9
	m_5	кг	18	19	20	21	22
Моменти інерції	I_{S1}	кг·м ²	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
	I_{S2}	кг·м ²	0,5	0,6	0,65	0,7	0,6
	I_{S3}	кг·м ²	0,05	0,06	0,065	0,07	0,06
	I_{S4}	кг·м ²	0,05	0,06	0,065	0,07	0,06
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	55	60	55	60	55
Хід штовхача	h	мм	12	10	15	10	12
Робочий кут	φ_p	град	160	180	200	220	160
Ексцентрик-ситет	e	мм	0	10	20	0	10
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/30	1/30	1/30	1/30	1/30

Таблиця А.15.2

Підваріанти до завд. 15	$n_{\text{дв}}$, об/хв	Діаграма пришвидш.	F_{max} , кН	i_{15}	Коеф. зміщення коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	2000	А	8	25	відсутність підріза
2	2100	Б	10	26,2	вирівнювання питомого ковзання
3	2150	В	12	27	найбільшу контактну міцність
4	2500	Г	8	31,2	найбільшу згинну міцність
5	2200	А	10	27,5	відсутність підріза
6	2300	Б	12	28	вирівнювання питомого ковзання
7	2400	В	8	30	найбільшу контактну міцність
8	2450	Г	10	30,6	найбільшу згинну міцність
9	2500	А	12	31,2	відсутність підріза
10	2300	Б	8	28	вирівнювання питомого ковзання
11	2200	В	10	27,5	найбільшу контактну міцність
12	2000	Г	12	25	найбільшу згинну міцність

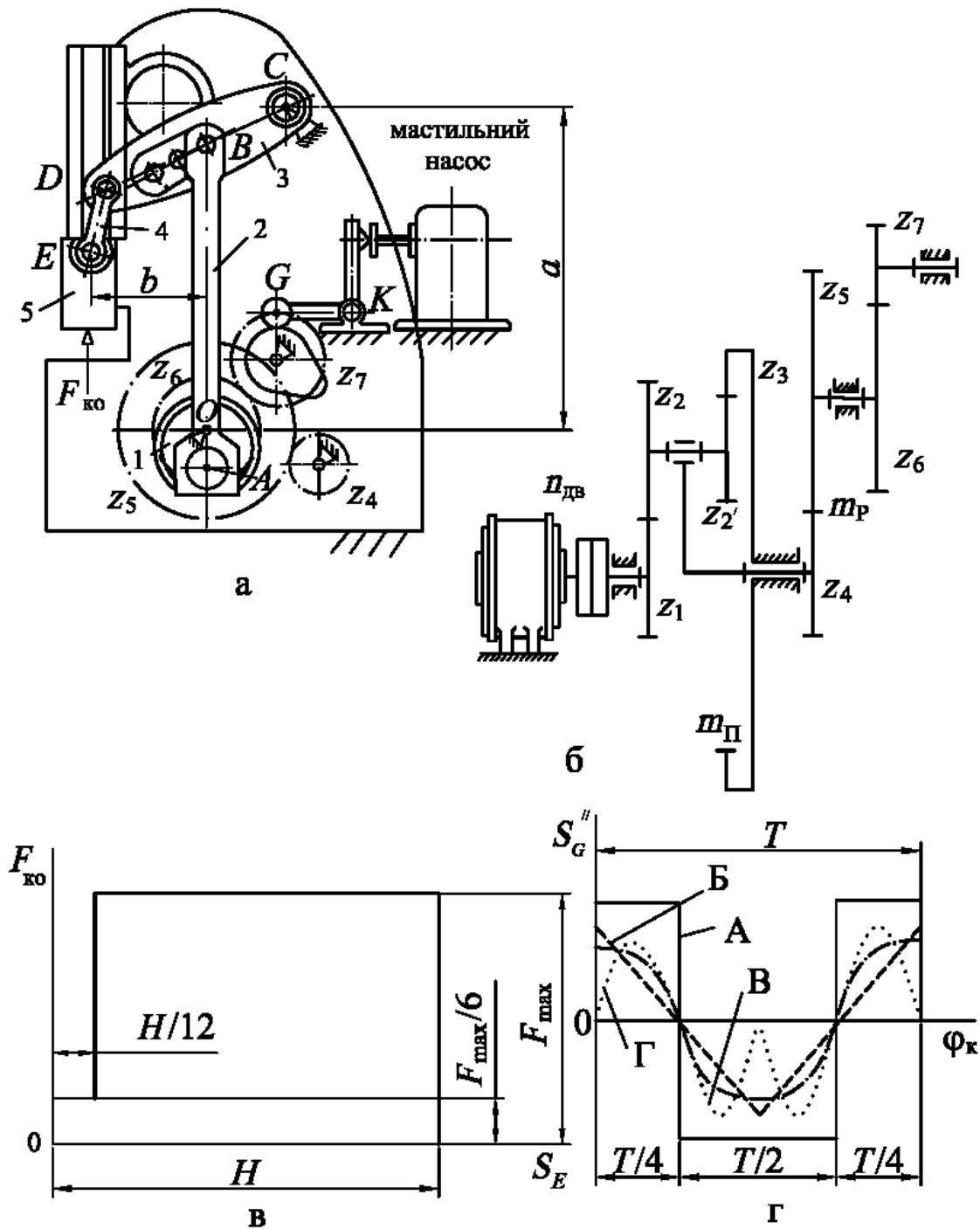


Рис. А.16. Завдання 16.

Механізми балансірного пресу:

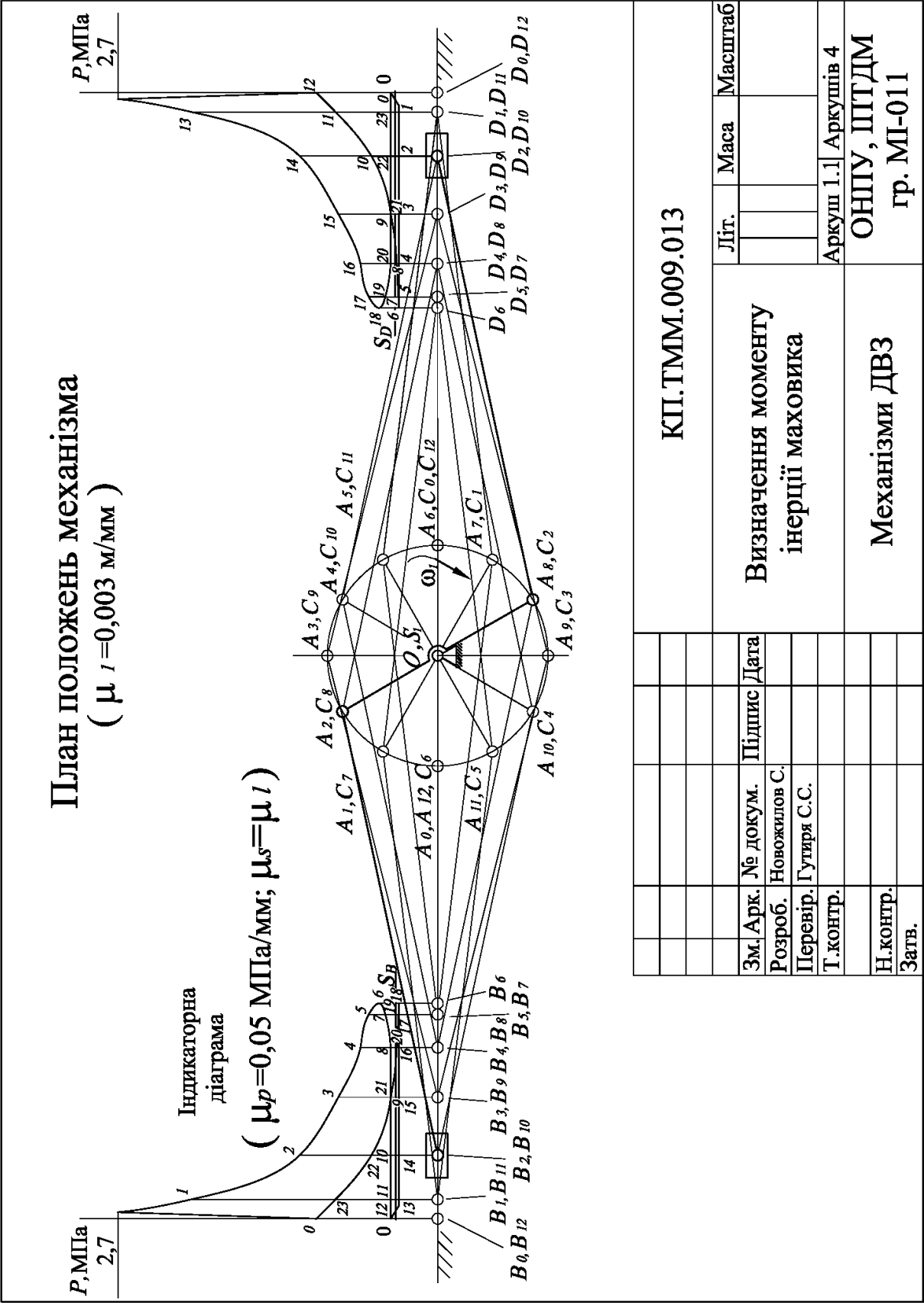
а – кінематична схема; б – схема редуктора; в – діаграма сил корисного опору; г – діаграма аналога пришвидження важеля GK мастильного насоса (T - час одного оберту кулачка)

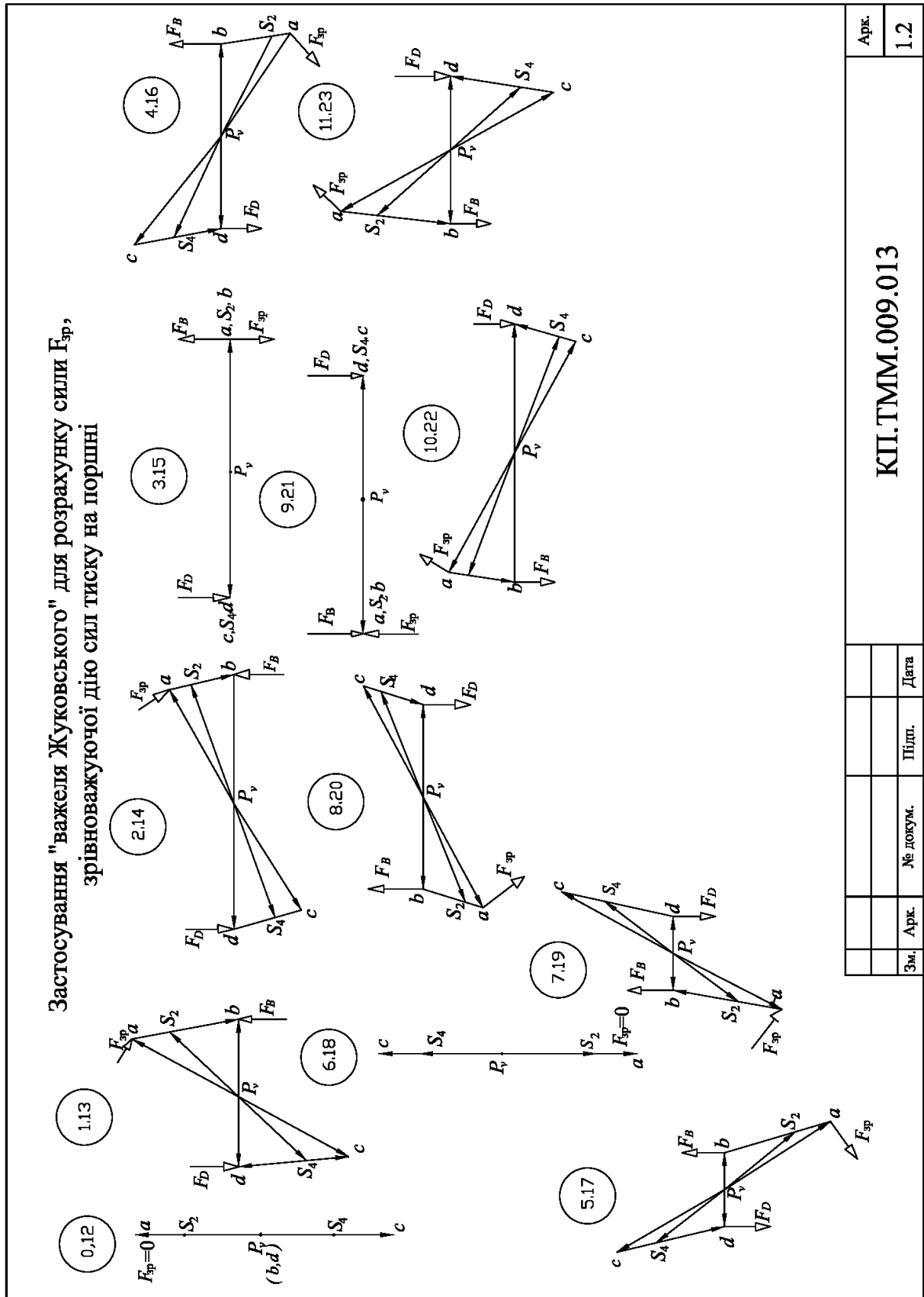
Таблиця А.16.1

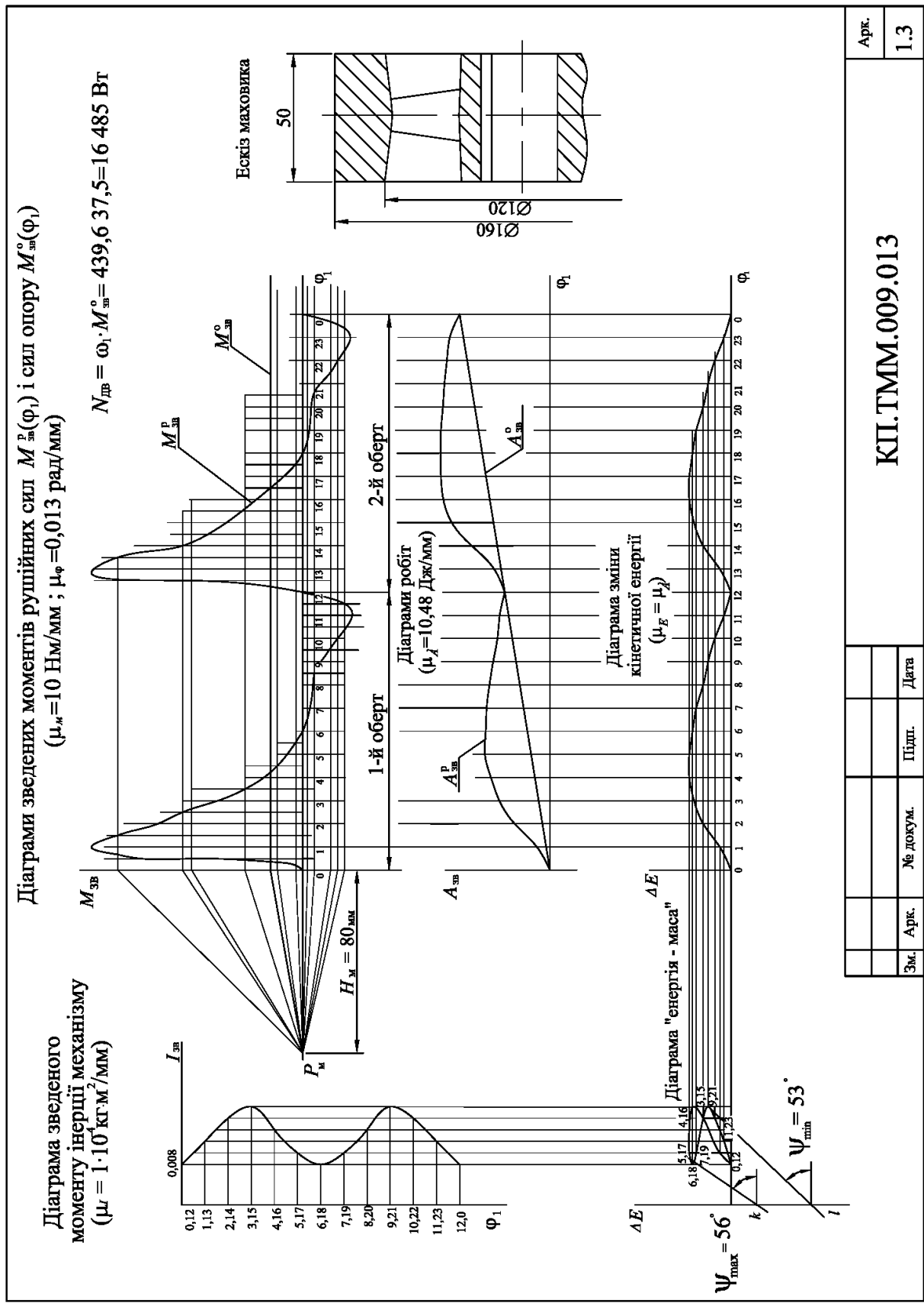
Параметри	Позначення	Розмірність	Варіанти до завдання 16				
			1	2	3	4	5
Модуль зубчастих коліс	m_{Π}	мм	3	4	5	6	7
	m_p	мм	10	11	12	13	14
Числа зубців коліс	z_4	—	15	14	12	13	16
	z_5	—	48	42	38	46	50
Розміри	OA	мм	300	300	300	300	300
	AB	мм	1400	1300	1500	1200	1300
	DC	мм	1540	1800	1900	1600	1500
	DE	мм	400	350	400	350	400
	BC	мм	770	900	950	800	850
	a	мм	1400	1300	1500	1300	1450
	b	мм	770	900	950	800	850
Маси ланок	m_1	кг	12	12	12	12	12
	m_2	кг	55	50	60	45	50
	m_3	кг	80	80	90	80	80
	m_4	кг	17	15	17	15	17
	m_5	кг	60	60	60	60	60
Момент інерції	I_{S1}	кг·м ²	0,1	0,1	0,1	0,1	0,1
	I_{S2}	кг·м ²	4,7	4,5	5	4	4,5
	I_{S3}	кг·м ²	4,5	4,5	4,7	4,5	4,5
	I_{S4}	кг·м ²	0,45	0,4	0,45	0,4	0,45
Коефіцієнт нерівномірності руху	δ	—	1/15	1/15	1/15	1/15	1/15
Передаточне відношення	i_{67}	—	1/4	1/2	1/4	1/2	1/4
Довжина коромисла	GK	мм	250	250	250	250	250
Максимальний кут хитання	β_{\max}	град	30	30	30	30	30
Мінімальний кут передачі руху	γ_{\min}	град	60	70	60	70	60

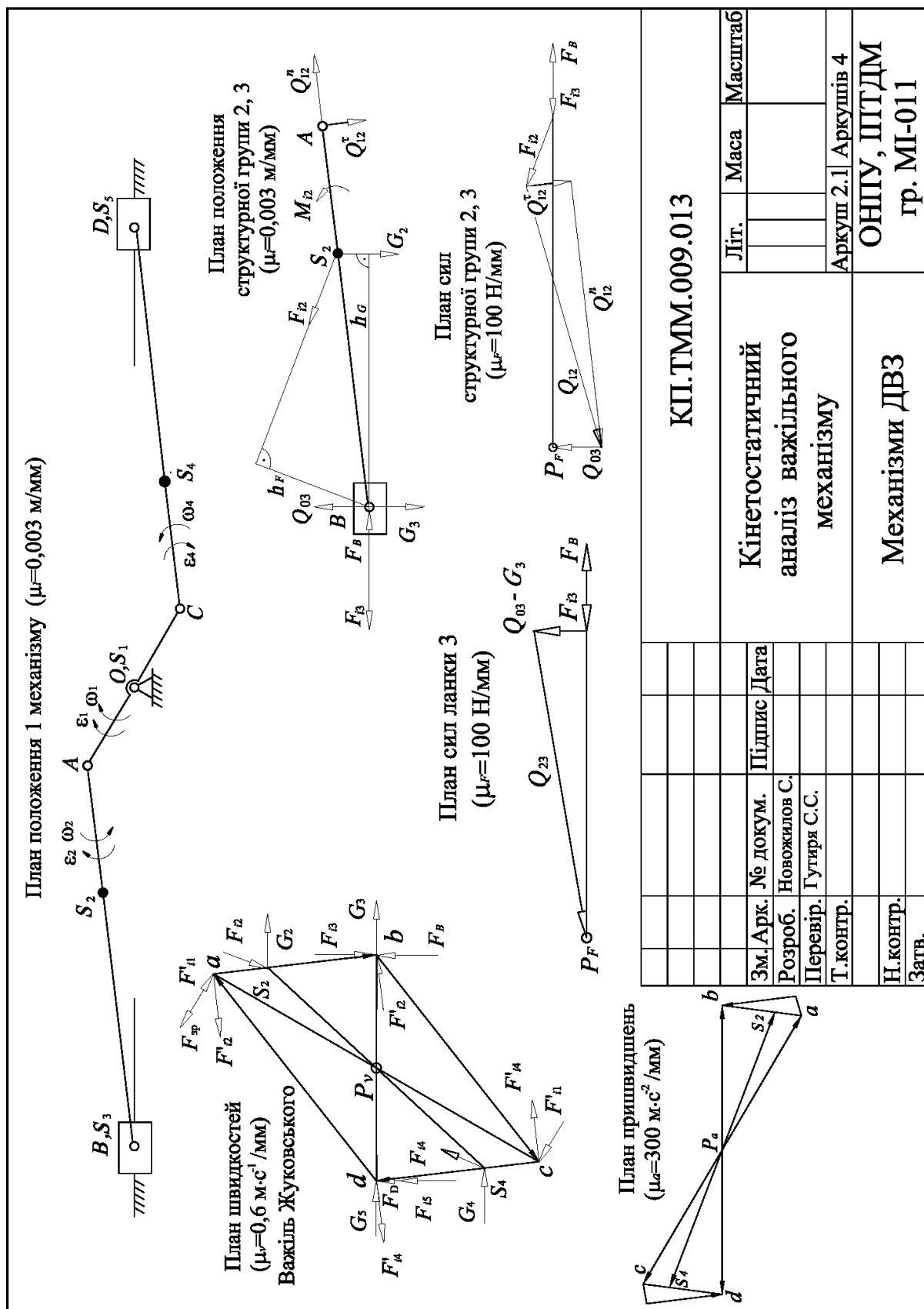
Таблиця А.16.2

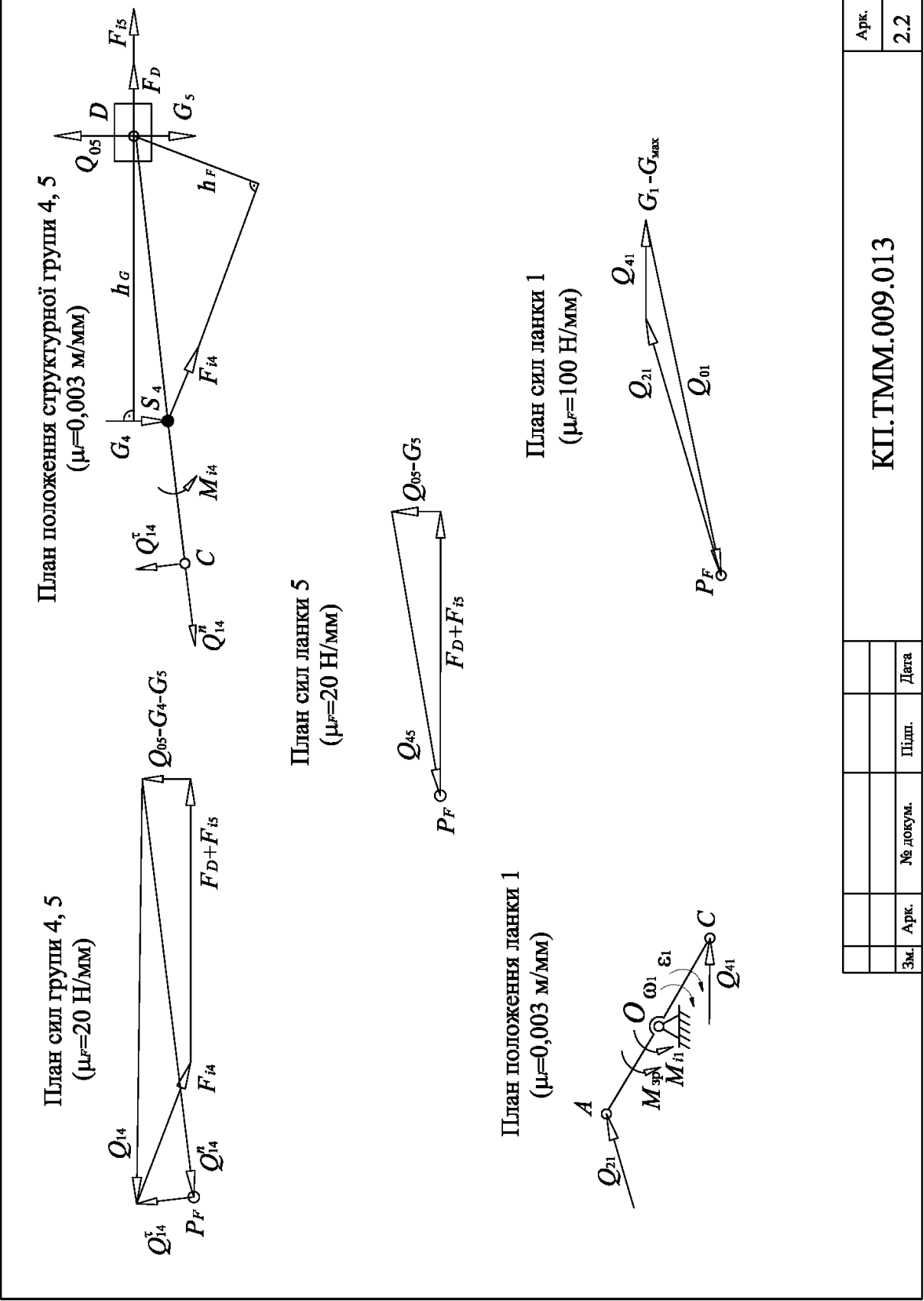
Підваріанти до завд. 16	$n_{\text{дв}},$ об/хв	Діаграма пришвидш.	$F_{\text{max}},$ кН	i_{15}	Коеф. зміщення коліс $z_4 - z_5$ забезпечують:
1	1000	А	18	10	відсутність підріза
2	1200	Б	13,5	12	вирівнювання питомого ковзання
3	1450	В	20,5	14,5	найбільшу контактну міцність
4	1500	Г	16	15	найбільшу згинну міцність
5	1350	А	17	13,5	відсутність підріза
6	1000	Б	14,5	10	вирівнювання питомого ковзання
7	1200	В	19	12	найбільшу контактну міцність
8	1450	Г	18,5	14,5	найбільшу згинну міцність
9	1350	А	19	13,5	відсутність підріза
10	1500	Б	13,5	15	вирівнювання питомого ковзання
11	1000	В	20,5	10	найбільшу контактну міцність
12	1200	Г	16	12	найбільшу згинну міцність











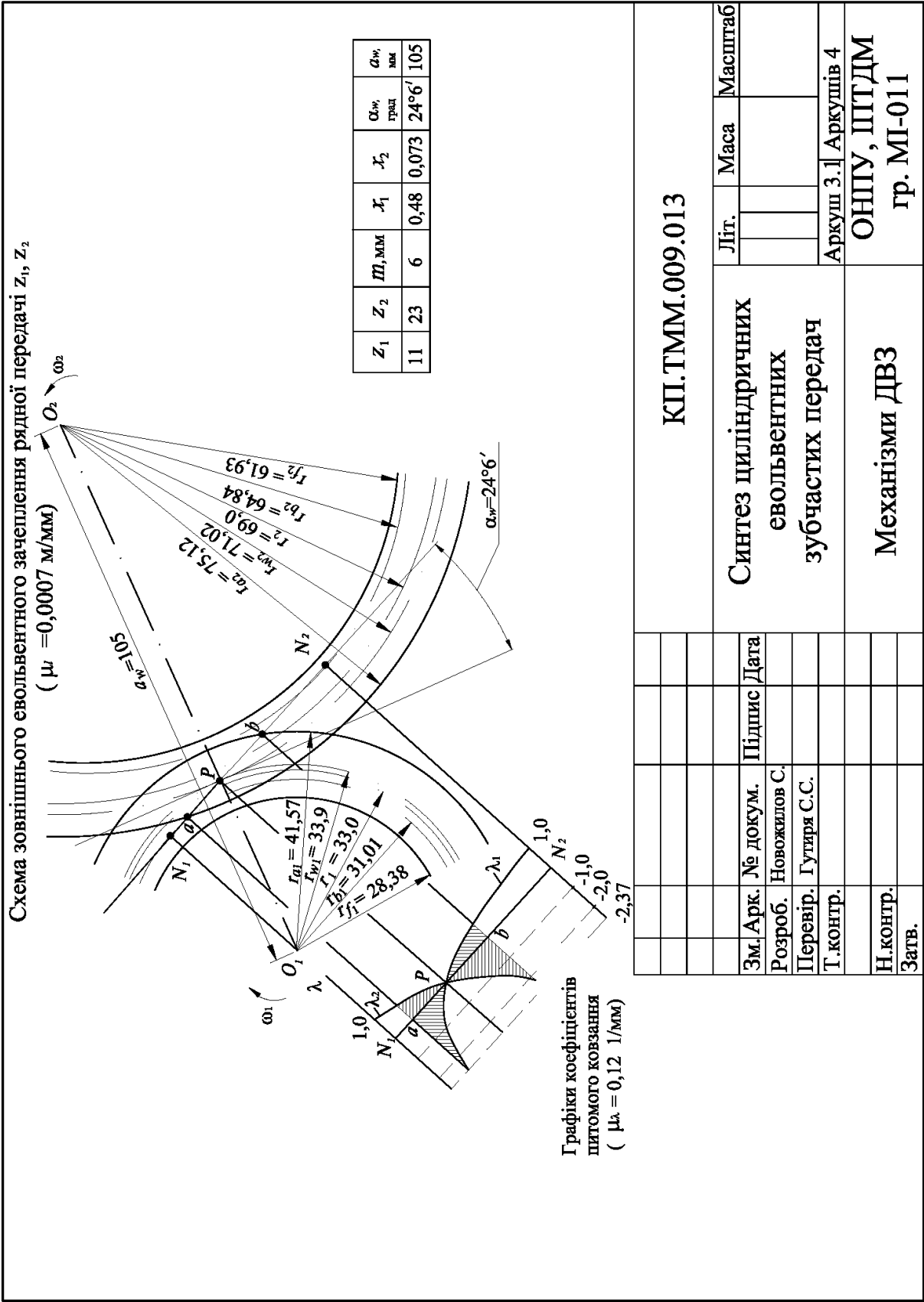
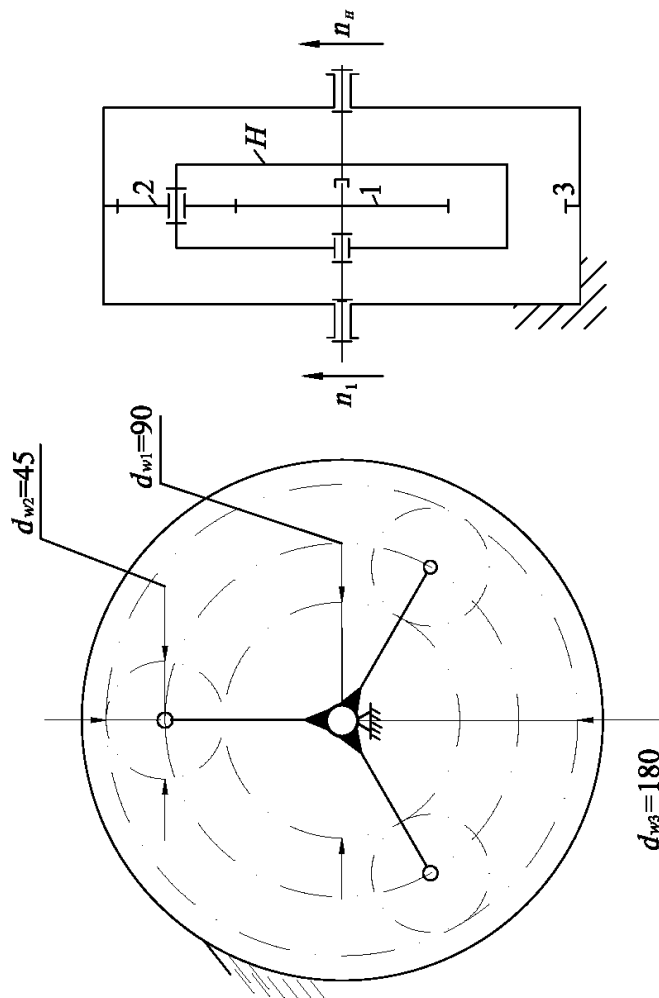
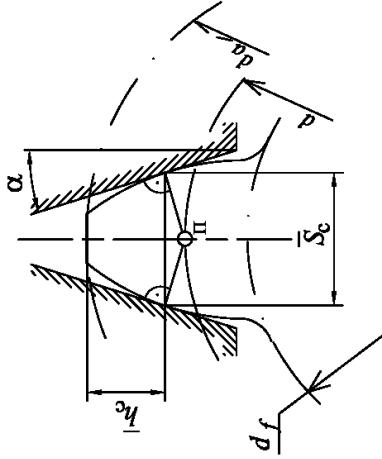


Схема планетарного ступеня редуктора
 $\mu_1 = 0,0025 \text{ м/мм}$



m_{η}, MM	Z_1	Z_2	Z_3	K	i_{1H}
3	30	15	60	3	3.0

Схема контролю товщини зубців на прикладі шестерні рядної передачі



Модуль, мм	m	6
Кількість зубців	z	11
Кут нахилу, град	β	0
Вихідний контур	—	ДСТУ ISO 53-2001
Коєф. зміщення	x	0,48
Діл. діаметр, мм	d	66
Висота зубця, мм	h	13,19
Коєф. перекриття	ε_{α}	1,15
Висота до постійної хорди, мм	\bar{h}_c	6,72
Товщина зубця по постійній хорді, мм	\bar{s}_c	10,167

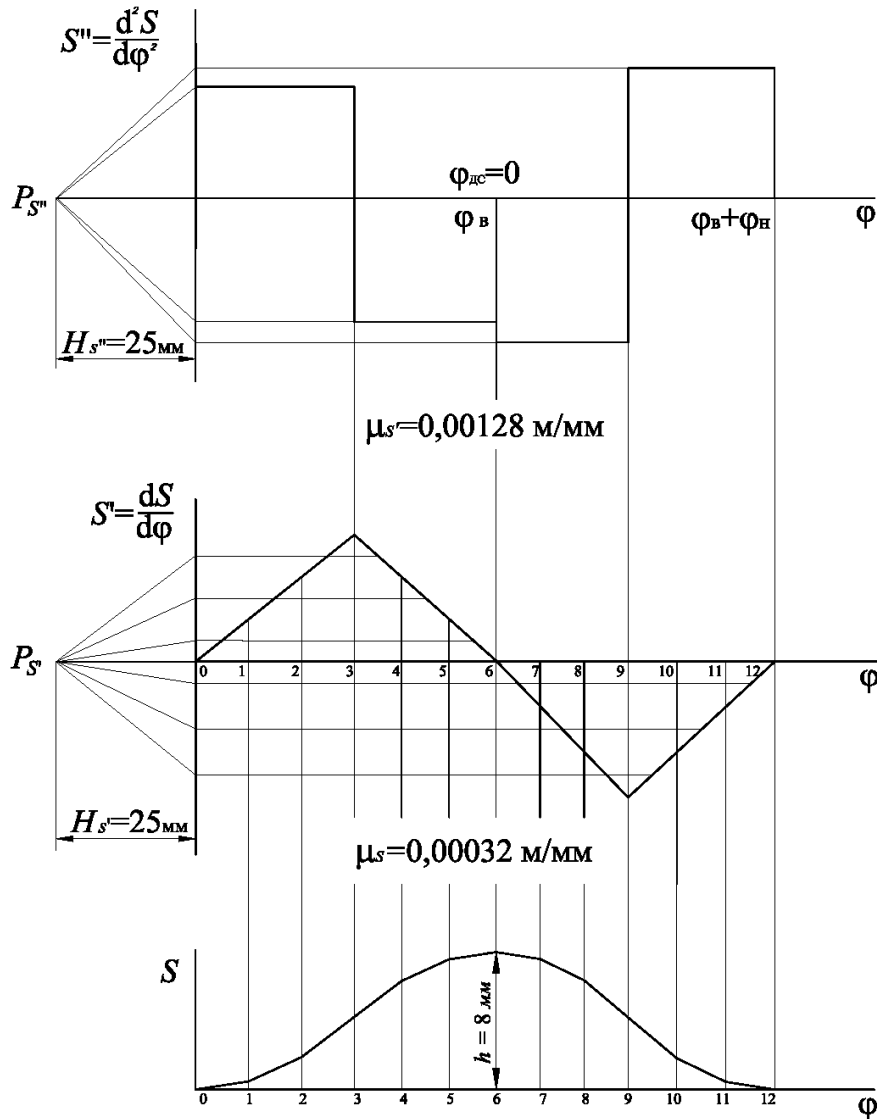
KП.ТММ.009.013

Арк.

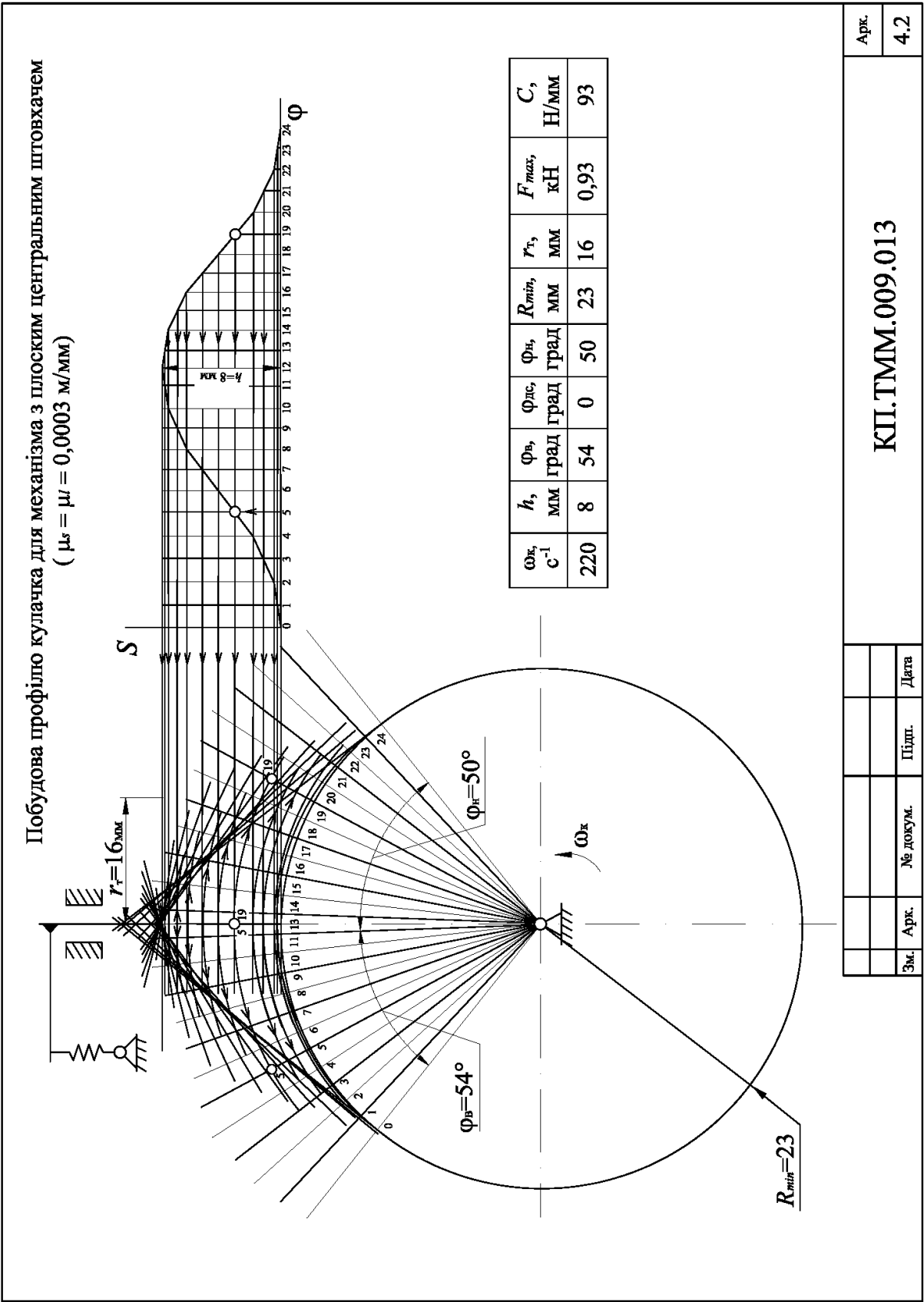
3.2

Кінематичні діаграми кулачкового механізму

($\mu_{s''}=0,00512$ м/мм, $\mu_{\varphi}=0,01$ рад/мм)



					КП.ТММ.009.013							
					Синтез кулачкового механізму	Літ.			Маса		Масштаб	
Зм. Арк.	№ докум.	Підпис	Дата									
Розроб.	Новожилов С.											
Перевір.	Гутиря С.С.											
Т.контр.						Аркуш 4.1			Аркушів 4			
Н.контр.					Механізми ДВЗ	ОНПУ, ПІТДМ гр. МІ-011						
Затв.												



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ОДЕСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Кафедра теоретичної механіки і машинознавства

МЕХАНІЗМИ ПОПЕРЕК – СТРУГАЛЬНОГО ВЕРСТАТА

Пояснювальна записка до курсового проекту
з теорії механізмів і машин
КП ТММ 003. 005. 011. ПЗ

Студентки групи МІ - 011
І. М. Карпович
Керівник проекту, професор
С. С. Гутиря

Одеса – 2004

ЗМІСТ

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ.....	4
1. Кінематичне дослідження шарнірно-важільного механізму і визначення моменту інерції маховика (аркуш 1).....	6
1.1. Структурний аналіз механізму	6
1.2. Кінематичний синтез механізму	7
1.3. Побудова планів положень механізму	8
1.4. Побудова планів швидкостей.....	9
1.5. Побудова планів прискорень.....	10
1.6. Аналітичне дослідження кінематики механізму	18
1.7. Визначення зведеного моменту сил корисного опору	19
1.8. Побудова діаграми робіт	21
1.9. Побудова діаграми зміни кінетичної енергії механізму	22
1.10. Визначення зведених моментів інерції машини без маховика.....	23
1.11. Визначення моменту інерції маховика	24
1.12. Визначення розмірів маховика	24
2. Кінетостатичне дослідження шарнірно-важільного механізму (аркуш 2)	25
2.1. Визначення сили корисного опору	25
2.2. Визначення сил інерції ланок	26
2.3. Силовий розрахунок групи 4 - 5	26
2.4. Силовий розрахунок групи 2 - 3	27
2.5. Силовий розрахунок механізму I класу	27
2.6. Визначення зрівноважуючої сили методом „важеля” М.Є. Жуковського.....	26
3. Синтез і аналіз зубчастієї передачі (аркуш 3).....	30
3.1. Визначення передаточного відношення зубчастого механізму.....	30
3.2. Вибір чисел зубців коліс планетарного механізму	31
3.3. Вибір коефіцієнтів зміщення зубчастих коліс евольвентного зовнішнього зачеплення	32
3.4. Розрахунок геометричних параметрів евольвентної циліндричної передачі зовнішнього зачеплення	34

3.5. Перевірка геометричних і кінематичних умов існування передачі..	35
3.6. Розрахунок контрольних параметрів зубчастих коліс.....	36
3.7. Побудова схеми евольвентного зубчастого зачеплення.....	37
3.8. Визначення якісних характеристик зачеплення	37
4. Синтез і аналіз кулачкового механізму (аркуш 4).....	38
4.1. Побудова діаграм руху штовхача	39
4.2. Визначення мінімального радіуса кулачка.....	40
4.3. Профілювання кулачка	40
4.4. Побудова діаграм кута передачі руху	41
4.5. Розрахунок жорсткості замикаючої пружини.....	41
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ.....	42

ЗАВДАННЯ НА КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

Спроекувати і дослідити механізм поперек – стругального верстата (завдання 3, варіант 5), підваріант 11.

Задано:

1. *Схема механізму (рис 1).*
 2. *Розміри ланок механізму стояка $O_2O_3 \equiv l_0 = 360$ мм, хід повзуна $H = 400$ мм.*
 3. *Коефіцієнт зміни середньої швидкості руху вихідної ланки – $K_v = 1,65$.*
 4. *Положення центрів ваги ланок: центр ваги ланки 1 збігається з точкою O_2 , ланки 3 – з точкою S_3 , ланки 5 – з точкою S_5 .*
 5. *Маси ланок, кг: $m_3 = 25$, $m_5 = 40$.*
 6. *Моменти інерції ланок відносно осей, що проходять через їх центри ваги, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$: $J_{S_1} = 0,785$, $J_{S_3} = 2,435$.*
 7. *Частота обертання кривошипа $n_1 = 49$ об/хв.*
 8. *Максимальне значення сили корисного опору $F_{\text{ко}} = 1000$ Н.*
 9. *Положення механізму, для яких необхідно побудувати плани пришивидшень і провести силовий розрахунок: 1, 6.*
 10. *Діаграма сил корисного опору (рис. 2).*
 11. *Коефіцієнт нерівномірності руху машини $\delta = 1/35$.*
 12. *Закон руху штовхача – А (рис. 3).*
 13. *Максимальний хід штовхача, $h = 8$ мм.*
 14. *Фазові кути кулачка $\varphi_{\text{в}} = 120^\circ$, $\varphi_{\text{дс}} = 50^\circ$, $\varphi_{\text{н}} = 100^\circ$.*
 15. *Мінімальний кут передачі руху $\gamma_{\text{min}} = 40^\circ$.*
 16. *Зміщення траєкторії руху штовхача відносно центра обертання кулачка $e = 0$.*
 17. *Схема зубчастого механізму (рис. 4).*
 18. *Частота обертання вала двигуна $n_{\text{дв}} = 2700$ об/хв.*
 19. *Числа зубців зубчастих коліс: $z_4 = 20$, $z_5 = 40$, $z_{5/} = 18$, $z_6 = 54$.*
 20. *Модуль зубчастих коліс $m = 4$ мм.*
 21. *Кут нахилу лінії зубців $\beta = 0^\circ$.*
 22. *Особливі умови на проектування зачеплення пари зубчастих коліс: найбільша контактна міцність.*
-

1. Кінематичне дослідження шарнірно-важільного механізму (аркуш 1)

1.1. Структурний аналіз механізму

Прийmemo такі умовні позначення ланок механізму (див. рис. 1): 0 – стояк; 1 – кривошип O_1A ; 2 – куліса AC ; 3 – повзун B куліси; 4 – повзун C куліси; 5 – повзун. Кількість ланок у механізмі $k = 6$, кінематичних пар V класу – 7. Дані про кінематичні пари наведено у табл. 1.1

Таблиця 1.1

Кінематичні пари

Позначення кінематичної пари	Номера ланок, які утворюють кінематичну пару	Характер відносного руху ланок	Клас кінематичної пари
O_2	0 – 1	Обертальний	V
A_1	1 – 2	Обертальний	V
O_3	0 – 3	Обертальний	V
A_2	2 – 3	Поступальний	V
B_1	3 – 4	Поступальний	V
B_2	4 – 5	Обертальний	V
C	5 – 0	Поступальний	V

За формулою Чебишева визначимо ступінь рухомості механізму

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1, \quad (1.1)$$

де $n = 5$ – кількість рухомих ланок; $p_5 = 7$ – кількість кінематичних пар V класу;

$p_4 = 0$ – кількість кінематичних пар IV класу.

Це означає, що в даному механізмі має бути одна початкова ланка. За початкову згідно з умовою завдання приймаємо ланку 1. Розкладаємо механізм на структурні групи. Перш за все відокремлюємо ланцюг, який складається з двох ланок 4, 5 і трьох кінематичних пар (C , B_1 , B_2), які утворюють структурну групу II класу II порядку IV виду (рис. 1.1, в). Далі відокремлюємо ланцюг, який складається з ланок 2, 3 (рис. 1.1, б) і трьох кінематичних пар (A_1 , A_2 , O_3). Ця структурна група є групою II

класу II порядку III виду. Кривошип I разом зі стояком 0 утворює механізм I класу (рис. 1.1, а).

У цілому механізм, який розглядаємо, є механізмом II класу. Для такого механізму можна записати формулу будови

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

де цифрою I позначено механізм I класу, цифрою II – клас структурної групи. Номери ланок, що входять до складу механізму I класу та груп, взято у дужки.

1.2. Кінематичний синтез механізму

Задача кінематичного синтезу механізму полягає в тому, щоб за даними кінематичними параметрами визначити розміри ланок механізму, яких не вистачає.

У механізмі, що розглядається, таким розміром є довжина кривошипа O_1A і розмір u , який визначає положення напрямних.

За коефіцієнтом K_v зміни середньої швидкості руху вихідної ланки визначимо кут

$$\theta = 180^\circ \frac{K_v - 1}{K_v + 1} = 180^\circ \frac{1,65 - 1}{1,65 + 1} = 44^\circ 9'.$$

На вертикальній осі відкладаємо відрізок l_0 , який визначає положення центрів шарнірів O_2, O_3 (рис. 1.2). З точки O_3 під кутом $\theta/2$ до лінії O_2O_3 проводимо промені O_3N і O_3M , які визначають крайні положення куліси 3. Опустимо з точки O_2 на ці промені перпендикуляри O_2A_0 і $O_2A'_0$ і визначимо довжину кривошипа

$$l_{O_2A} = (O_2A) \mu_l,$$

де O_2A – довжина відрізка, який зображає кривошип на кресленні,
 μ_l – масштаб побудови, який визначаємо за формулою

$$\mu_l = \frac{l_0}{[O_2O_3]} = \frac{0,36}{72} = 0,005 \text{ м/мм.}$$

Тут $[O_2O_3] = 72$ – відрізок, мм, який на рис. 1.2 зображує міжосьову відстань $l_0 \equiv O_2O_3$, м.

Довжина кривошипа O_2A і відстань y можуть бути визначені аналітично. З ΔO_2O_3A маємо:

$$l_{O_2A} = l_0 \sin \theta / 2 = 360 \sin 22,15^\circ = 135,7 \text{ мм} = 0,136 \text{ м};$$

$$y = H / (\operatorname{tg} \theta / 2) = 400 / \operatorname{tg} 22,15^\circ = 982,6 \text{ мм} = 0,983 \text{ м.}$$

1.3 Побудова планів механізму

Кінематичну схему механізму будуємо в масштабі

$$\mu_l = \frac{l_{O_2A}}{O_2A} = \frac{0,136}{68} = 0,002 \text{ м/мм,}$$

де l_{O_2A} – дійсна довжина кривошипа O_2A , м; O_2A – довжина відрізка, мм, яка зображує кривошип O_2A на плані механізму.

Побудову кінематичної схеми починаємо з елементів нерухомої ланки. З точки O_2 (аркуш 1) проводимо траєкторію центра шарніра A . Приймаємо положення O_2A_0 кривошипа 1 (див. рис. 1.2) за початкове і будуємо 12 рівновіддалених положень кривошипа. Через отримані точки $A_0, A_1, A_2 \dots$ проводимо прямі O_3AB , які визначають положення всіх інших ланок. Методом засічок знаходимо положення центра мас S_3 куліси 3. З'єднавши отримані точки півною кривою, одержимо траєкторію точки S_3 .

1.4. Побудова планів швидкостей

Побудову планів швидкостей розглянемо на прикладі 6-го положення механізму. Плани швидкостей для інших положень побудовані аналогічно. Отримані значення відрізків, які зображають вектори швидкостей, і значення швидкостей наведені у табл. 1.2.

Таблиця 1.2. Визначення швидкостей точок і ланок механізму

Поз- нач.	Положення механізму											
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
pa_2 , мм	70,70	64,00	43,50	19,00	6,50	32,00	55,30	68,00	67,00	40,00	15,00	53,00
v_A , м/с	160	0,96	0,65	0,28	0,10	0,48	0,83	1,02	1,01	0,60	0,22	0,80
a_3a_2 , мм	0,00	31,50	56,50	68,00	70,00	63,00	44,00	17,50	24,50	58,50	68,50	40,50
$v_{A_3A_2}$, м/с	0,00	0,47	0,85	1,02	1,05	0,95	0,66	0,26	0,37	0,88	1,03	0,61
pb_3 , мм	70,70	69,00	58,50	46,50	42,50	51,50	64,00	70,00	71,00	78,50	93,00	76,00
v_{B_3} , м/с	1,06	1,03	0,88	0,70	0,64	0,77	0,96	1,05	1,07	1,12	1,39	1,14
pb_5 , мм	0,00	26, 50	40,00	41,50	41,50	40,00	33,50	16,00	25,00	76,00	92,00	51,00
v_{B_5} , м/с	0,00	0,40	0,60	0,62	0,62	0,60	0,50	0,24	0,37	1,14	1,38	0,76
b_5b_3 , мм	70,70	55,00	34,00	14,00	5,30	21,00	45,50	62,50	76,00	54,50	23,00	75,00
$v_{B_5B_3}$, мм	1,06	0,83	0,51	0,21	0,08	0,32	0,68	0,94	1,14	0,82	0,35	1,12
ps_3 , мм	70,70	63,50	43,50	22,00	12,50	33,00	55,00	68,50	68,00	56,00	61,00	62,50
v_{S_3} , м/с	1,06	0,95	0,65	0,33	0,19	0,49	0,83	1,03	1,02	0,84	0,92	0,94
ω_3 , с ⁻¹	0,00	1,41	2,23	2,50	2,54	2,38	1,83	0,85	1,48	4,37	5,44	2,73

2. Кінестатичне дослідження шарнірно-важільного механізму (аркуш 2)

2.1. Визначення сили корисного опору

Силу корисного опору визначаємо за заданою діаграмою $F_{\text{ко}} = F_{\text{ко}}(s_B)$. Викреслюємо цю діаграму в масштабі, показавши значення сил у відповідних положеннях механізму. Щоб полегшити розмітку осі абсцис цієї діаграми, відрізок $[S_{\text{max}}] = [S_m]$ вибираємо таким, що дорівнює максимальній ординаті y_{max} діаграми $s = s(t)$ (див. аркуш 1). Масштаб по осі ординат

$$\mu_F = \frac{F_{\text{max}}}{[F_m]} = \frac{1000}{166,6} = 6,00 \text{ Н/мм.}$$

де $[F_m]$ – відрізок в мм, який зображує на діаграмі максимальне значення сили $F_{\text{ко}}$.

Відрізки по осі абсцис 0 – 1, 0 – 2, 0 – 3, тощо, діаграми $F_{\text{ко}} = F_{\text{ко}}(s_B)$ дорівнюють ординатам 1 – 1', 2 – 2', 3 – 3', тощо, діаграми $s = s(t)$.

Згідно із завданням на курсовий проект сила $F_{\text{ко}}$ діє тільки при русі точки С вправо, тобто у положеннях а, 2 – 6, b.

2.2. Визначення сил інерції ланок

Сили інерції ланок визначаємо за формулою $\overline{F}_{\text{ін}_1} = -m_1 \overline{a}_{s_1}$, моменти сил інерції $\overline{M}_{\text{ін}_1} = -J_{s_1} \overline{\varepsilon}_1$. Знак «–» у цих формулах означає, що сила інерції напрямлена в протилежний бік прискоренню центра мас \overline{a}_{s_1} , а момент сили інерції – у протилежний бік кутовому пришвидженню $\overline{\varepsilon}_1$.

Тоді величини сил інерції ланок:

$$F_{\text{ін}_3} = m_3 a_{S_3} = 25 \cdot 6,2 = 155,0 \text{ Н};$$

$$F_{\text{ін}_5} = m_5 a_{S_5} = 40 \cdot 2,87 = 114,8 \text{ Н}.$$

Сили інерції ланок 1, 3, 4 дорівнюють нулю, бо осьові пришвидшення центра мас $a_{S_1} = 0$, і маси $m_2 = m_4 \approx 0$.

Момент сил інерції ланок 1 і 3:

$$M_{i_{h_1}} = J_{S_1} \varepsilon_1 = 0,785 \cdot 320 = 251 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{i_{h_3}} = J_{S_3} \varepsilon_3 = 2,453 \cdot 12,97 = 31,81 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Моменти сил інерції ланок 2, 4, 5 дорівнюють нулю, бо осьові моменти інерції $J_{S_4} = J_{S_4} = J_{S_5} \approx 0$.

Одержані значення сил інерції наведено у табл. 2.1.

Таблиця 2.1. Значення сил і моментів сил інерції ланок механізму

Положення	$F_{i_{h_3}}, \text{ Н}$	$F_{i_{h_5}}, \text{ Н}$	$M_{i_{h_1}}, \text{ Н} \cdot \text{м}$	$M_{i_{h_3}}, \text{ Н} \cdot \text{м}$
1	113,25	193,20	386	45,25
6	155,00	114,80	251	31,81

2.6. Визначення зрівноважуючої сили методом „важеля”

М. Є. Жуковського

Для визначення $F_{зр}$ методом „важеля” М. Є. Жуковського будуємо повернутий на 90° план швидкостей, на якому прикладаємо у відповідних точках усі зовнішні сили, що діють на ланки механізму, включаючи сили інерції і зрівноважуючу силу. Момент сил інерції $M_{i_{h_1}}, M_{i_{h_3}}$ замінюємо парами сил, які за величиною дорівнюють

$$F'_{i_{h_1}} = \frac{M_{i_{h_1}}}{l_{O_2A}} = \frac{251}{0,136} = 1846 \text{ Н}; \quad F'_{i_{h_3}} = \frac{M_{i_{h_3}}}{l_{O_3S_3}} = \frac{31,81}{0,36} = 88,4 \text{ Н}.$$

З рівняння рівноваги „важеля” під дією прикладених сил відносно полюса визначаємо зрівноважуючу силу:

$$F_{зр} = \frac{1}{p_a} \left(-F_{i_{h_5}} \cdot p b_5 + F_{ко} \cdot p b_5 - F'_{i_{h_3}} h_3'' + F_{i_{h_1}} h_1 + G_3 h_3 - F'_{i_{h_3}} h_3' \right) = \dots$$

Порівнюємо величину зрівноважуючої сили, що отримана методом планів сил $F_{зр}$ і методом “важеля” М. Є. Жуковського $F'_{зр}$:

$$\Delta F_{зр} = \frac{F_{зр} - F'_{зр}}{F_{зр}} \cdot 100\% = \frac{478,4 - 462,5}{478,4} \cdot 100\% = 3,3\%.$$

Розбіжність значень $F_{зр}$ знаходиться в допустимих межах.

3. Синтез і аналіз зубчастої передачі (аркуш 3)

3.1. Визначення передаточного відношення зубчастого механізму Загальне передаточне відношення від двигуна до кривошипа

$$i = \frac{n_{дв}}{n_1} = \frac{2700}{49} = 55,1.$$

Оскільки передаточний механізм багатоступінчастий, перший ступінь у ньому – планетарний механізм, а два наступні – рядні, то

$$i = i_{1H} i_{45} i_{67},$$

де i_{1H} – передаточне відношення першого ступеню (планетарного) від колеса 1 до водила H; i_{45} , i_{67} – передаточні відношення другого та третього ступенів.

Передаточні відношення рядних зубчастих механізмів:

$$i_{45} = \frac{z_5}{z_4} = \frac{40}{20} = 2; \quad i_{67} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{54}{18} = 3.$$

Тоді потрібне передаточне відношення зубчастого планетарного механізму

$$i_{1H} = \frac{i}{i_{45} i_{67}} = \frac{55,1}{2 \cdot 3} = 9,18.$$

3.2. Вибір чисел зубців коліс планетарного механізму

При виборі чисел зубців зубчастих коліс планетарних механізмів необхідно виконати такі умови:

- а) забезпечення заданого передаточного відношення;
- б) умову співвісності;
- в) умову сусідства;
- г) умову складання;
- д) відсутність підрізу та інтерференції зубців в станочному і робочому зачепленнях.

4.3. Профілювання кулачка (аркуш 4)

Для побудови теоретичного профілю кулачка використаємо метод оберненого руху механізму. Побудову проводимо в масштабі $\mu_l = 0,0004$ м/мм. При наданні кулачковому механізму додаткового обертового руху навколо центра кулачка з кутовою швидкістю ω_k кулачок буде нерухомим, а штовхач разом з напрямною буде обертатися навколо кулачка, при цьому вістря штовхача переміщатиметься по теоретичному профілю кулачка і, крім цього, відносно напрямної так, як і в дійсному русі.

Будуємо профіль кулачка у такому порядку.

1. З довільно обраної точки А, яку прийнято за центр обертання кулачка, будуємо основне коло кулачка радіусом

$$[r_0] = \frac{r_0}{\mu_l} = \frac{0,028}{0,0004} = 70 \text{ мм.}$$

2. Відкладаємо ексцентриситет $[e]$, який визначає положення осі руху штовхача відносно осі обертання кулачка, і проводимо радіусом $[e] = e / \mu_l$ коло. У нашому випадку $e = 0$.

3. З точки О перетину основного кола і траєкторії штовхача відкладаємо його максимальний хід у масштабі μ_l , тобто

$$[S_{\max}] = \frac{S_{\max}}{\mu_l} = \frac{0,039}{0,0004} = 97,5 \text{ мм.}$$

одержимо точку 10'.

Радіус $A - 10'$ визначає максимальний радіус кулачка $[r_{\max}]$.

3. Від лінії $A - 10'$ проти обертання кулачка відкладаємо фазові кути

4.

$$\varphi_{\text{в}}, \varphi_{\text{дс}}, \varphi_{\text{н}}.$$

5. Будуємо положення осі штовхача в оберненому русі. Для цього ділимо фазові кути $\varphi_{\text{в}}$ і $\varphi_{\text{н}}$ на 10 рівних частин для кожного періоду і через одержані точки 1, 2, 3, тощо проводимо дотичні до кола радіуса $[e]$ (у нашому випадку проводимо промені $A - 1''$, $A - 2''$ і т. д.). Ці дотичні визначають положення осі штовхача в оберненому русі.

6. Маючи діаграму переміщень штовхача $s = s(\varphi)$, знаходимо положення вістря штовхача у дійсному русі (точки 0, 1', 2', 3', і т. д. на осі штовхача).

7. Будуємо теоретичний профіль кулачка. Для цього з центра кулачка A радіусами $A1'$, $A2'$, $A3'$, тощо, робимо дугові засічки на відповідних положеннях штовхача в оберненому русі. Одержані точки (0, 1, 2, 3, тощо) з'єднуємо плавною кривою, яка буде теоретичним профілем кулачка.

На ділянках дальнього і ближнього стояння профіль кулачка буде окреслений дугами кола відповідних радіусів.

8. Вибираємо радіус ролика з умови контактної міцності матеріалів кулачка і ролика. Рекомендується приймати [1],[5]

$$r_p \leq (0,4 \dots 0,5) r_{\min} = (0,4 \dots 0,5) \cdot 28 = (11,3 \dots 14) \text{ мм.}$$

Приймаємо $r_p = 14$ мм, який на кресленні зображений відрізком

$$[r_p] = r_p / \mu_l = 0,014 / 0,0004 = 24 \text{ мм.}$$

Вибраний радіус ролика перевіряємо з умови усунення самоперетину практичного профілю кулачка. При цьому необхідно, щоб додержувалась умова

$$r_p < 0,8 \rho_{\min},$$

де ρ_{\min} – мінімальний радіус кривини теоретичного профілю кулачка. У нашому випадку $\rho_{\min} = 19$ мм.

Отже, умова (4.4) витримується...

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
 2. Артоболевский И.И., Эдельштейн Б.В. Сборник задач по теории механизмов и машин. – М.: Наука, 1973. – 265 с.
 3. Левитский Н.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
 4. Теория механизмов и машин / К.И. Заблонский, И.М. Белоконов, Б.М. Щекин. – К.: Высш. шк., 1989. – 376 с.
 5. Теория механизмов и машин / К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др. – М.: Высш. шк., 1987. – 496 с.
 6. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А.С. Кореняко, Л.И. Кременштейн, С.Д. Петровский и др. – К.: Высш. шк., 1970. – 332 с.
 7. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под общ. ред. Г. Н. Девойно. – Минск: Высшейш. шк., 1986. – 285 с.
 8. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 670 с.
 9. Кіницький Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин. – Львів: Афіша, 2002. – 500 с.
 10. Інженерна механіка. Автоматизовані розрахунки механізмів та машин в системі Microsoft Excel /О. Ф. Дащенко, І. М. Білоконов, Д. В. Іоргачов, Ю. М. Свінар'юв. – Одеса: ТЕС, 2004. – 320 с.
 11. Мотулько Б. В., Гутиря С. С. Теорія механізмів і машин. Проектування. – Одеса: ОНПУ, 2005. – 186 с.
-

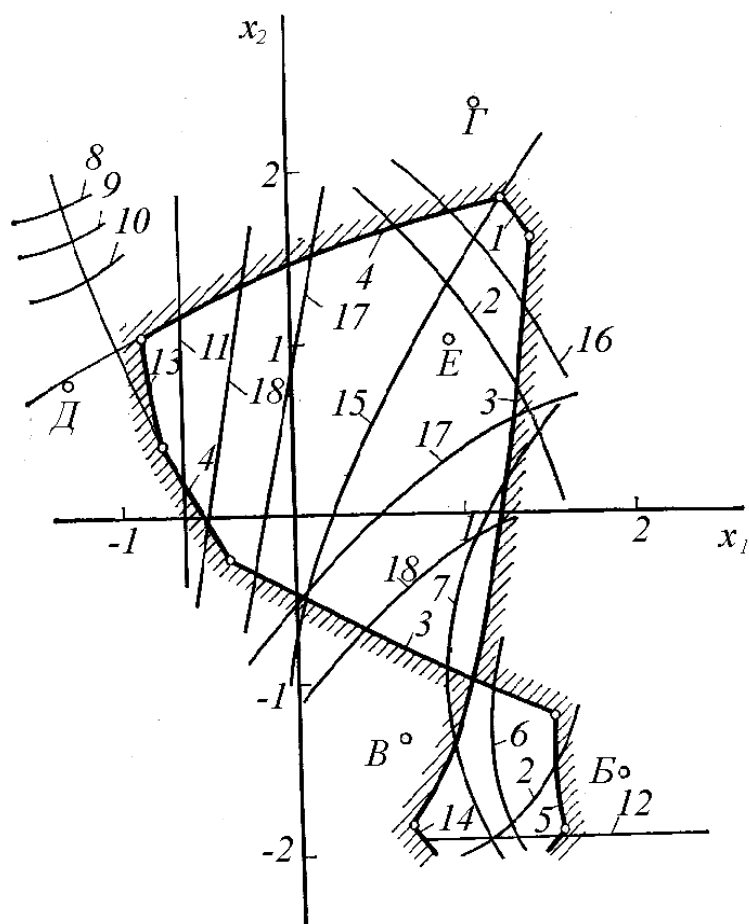


Рис. Д.1. Блокуючий контур передачі зовнішнього зачеплення з колесами, нарізаними рійковим інструментом:

1 – лінія $\varepsilon_\alpha = 1,0$; 2 – лінія $\varepsilon_\alpha = 1,20$; 3 – границя інтерференції з перехідною поверхнею колеса z_1 ; 4 – границя інтерференції з перехідною поверхнею колеса z_2 ; 5 – лінія $s_{a1} = 0$; 6 – лінія $s_{a1} = 0,25m$; 7 – лінія $s_{a1} = 0,4m$; 8 – лінія $s_{a2} = 0$; 9 – лінія $s_{a2} = 0,25m$; 10 – лінія $s_{a2} = 0,4m$; 11 – лінія $x_1 = x_{1\min}$ (границя підрізання зубця колеса z_1); 12 – лінія $x_2 = x_{2\min}$ (границя підрізання зубця колеса z_2); 13 – границя допустимого підрізання зубця колеса z_1 ; 14 – границя допустимого підрізання зубця колеса z_2 ; 15 – лінія вирівняних коефіцієнтів питомого ковзання $\lambda_{p1} = \lambda_{p2}$; 16 – лінія $\varepsilon_\alpha = 1,10$; 17 – лінія $\delta^* = 0$ (границі однопарного зачеплення); 18 – лінія $\delta^* = 0,6$

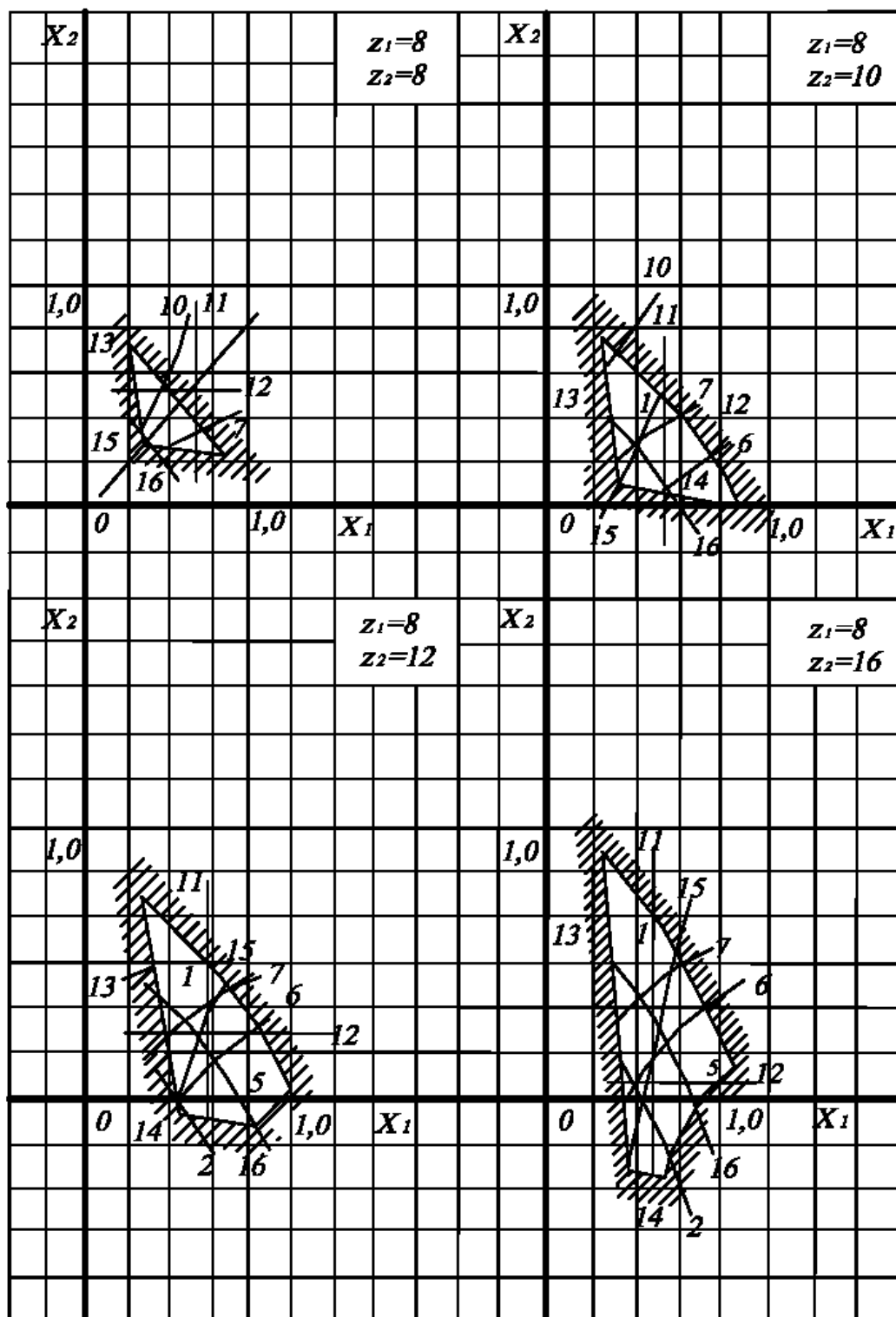


Рис. Д.2. Блокуючі контури передач з параметрами:

 $Z_1=8, Z_2=8; 10; 12; 16$

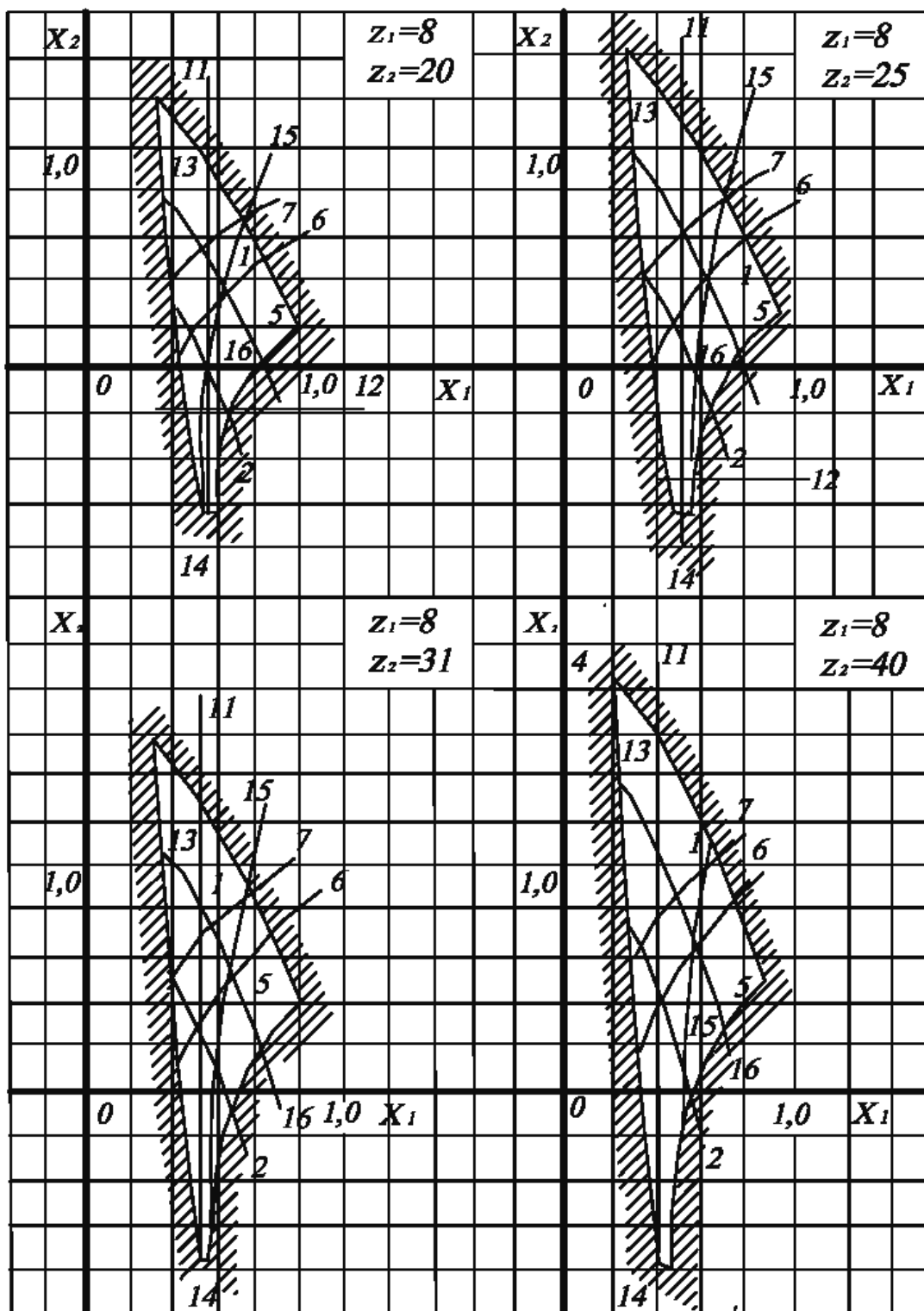


Рис. Д.3. Блокуючі контури передач з параметрами:

$Z_1=8, Z_2=20; 25; 31; 40$

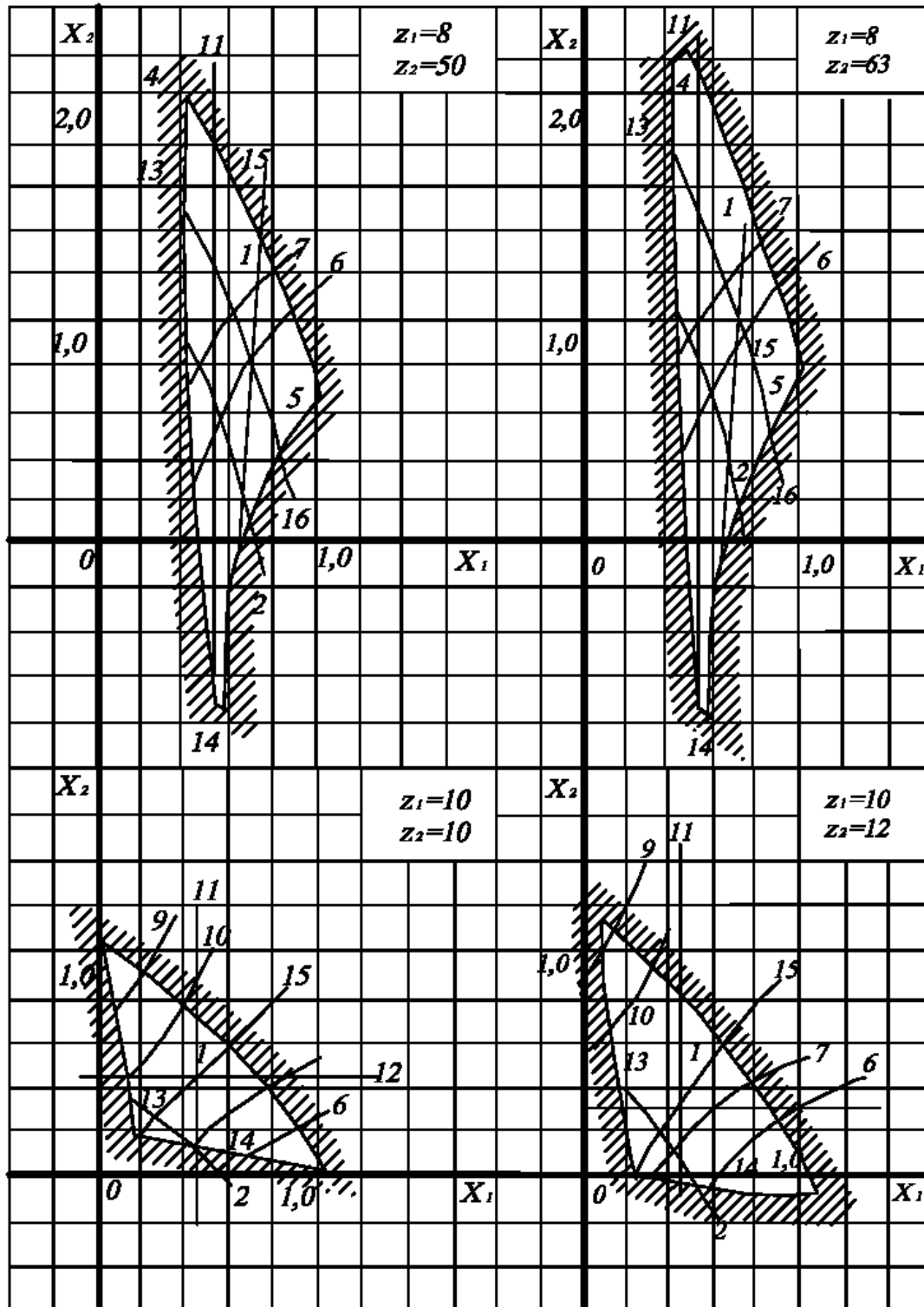


Рис. Д.4. Блокуючі контури передач з параметрами:

$Z_1=8$, $Z_2=50$; 63 і $Z_1=10$, $Z_2=10$; 12

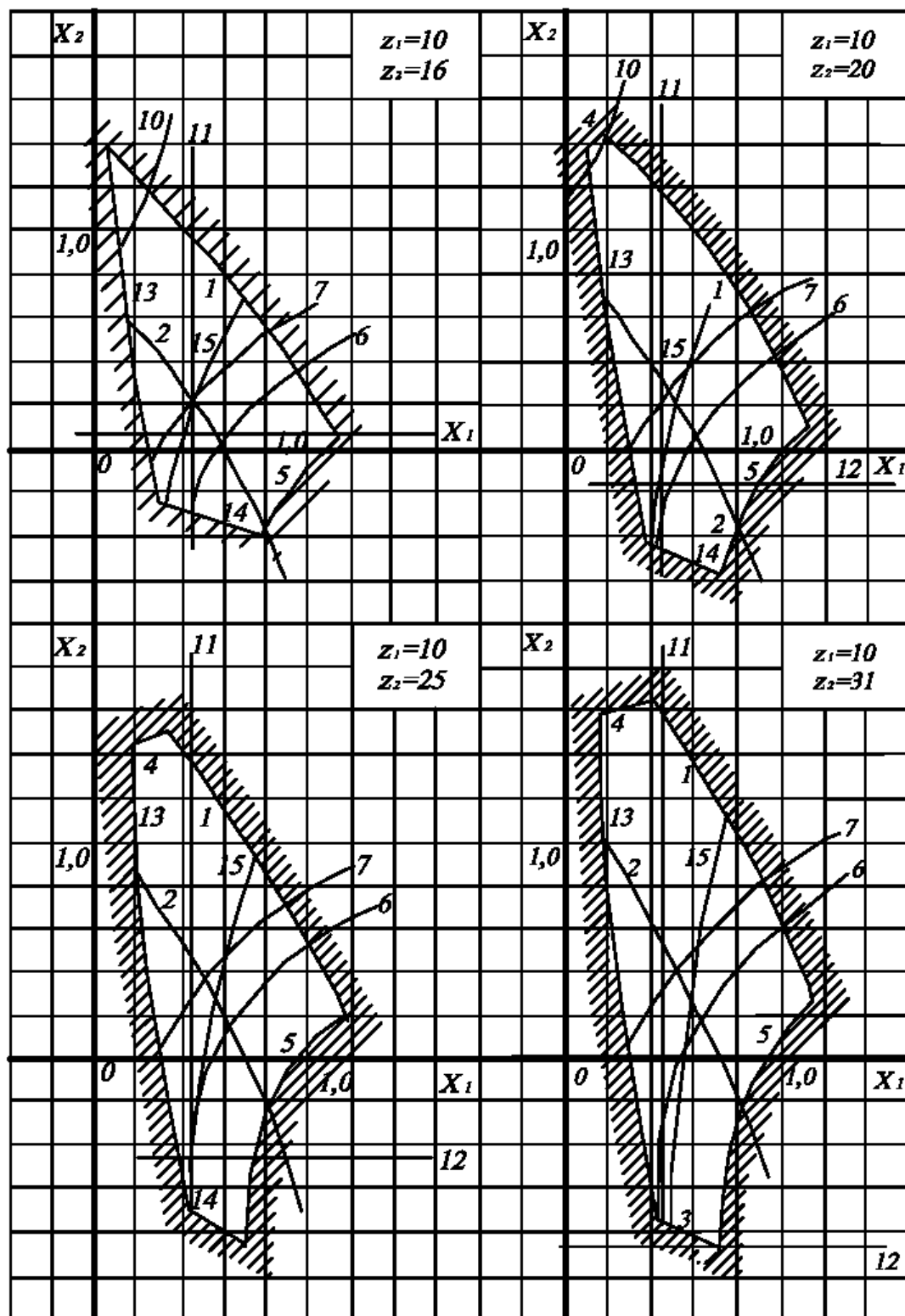


Рис. Д.5. Блокуючі контури передач з параметрами:

$Z_1=10, Z_2=18; 20; 25; 31$

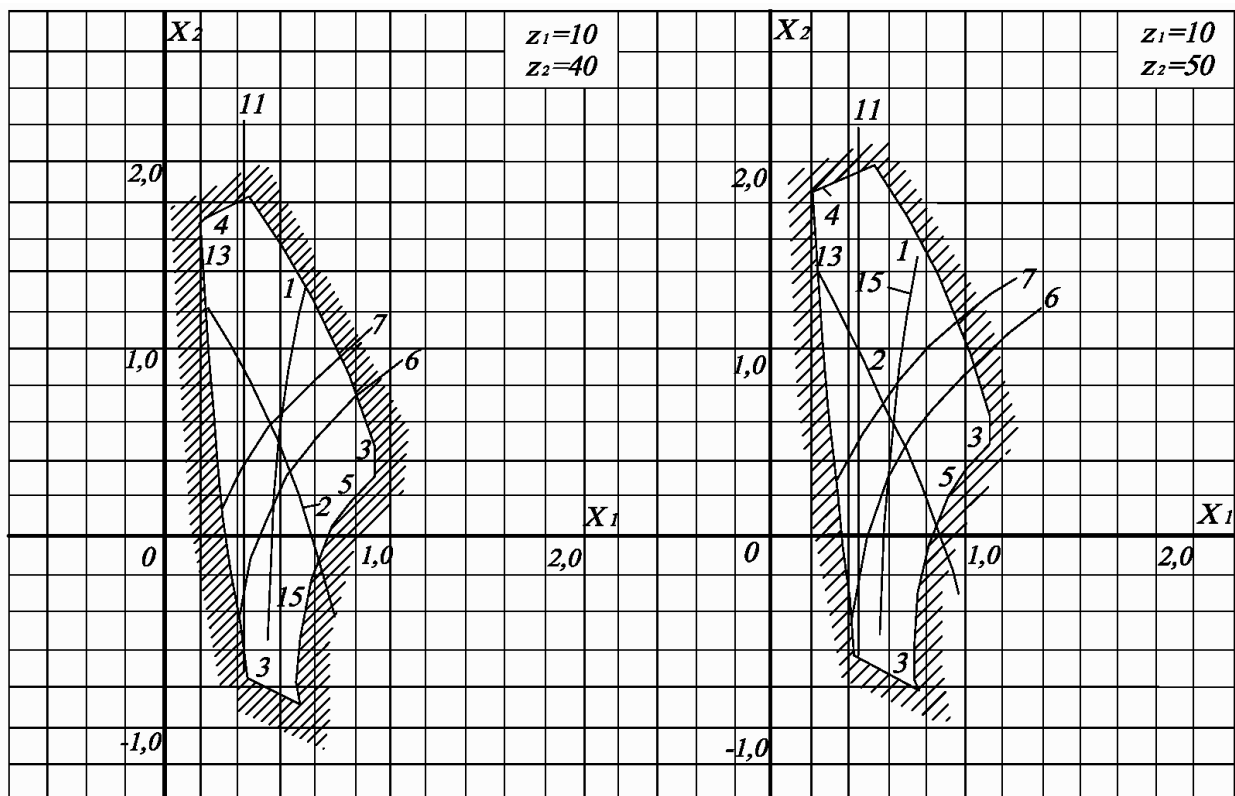


Рис. Д.6. Блокуючі контури передач з параметрами:
 $Z_1=10, Z_2=40; 50$

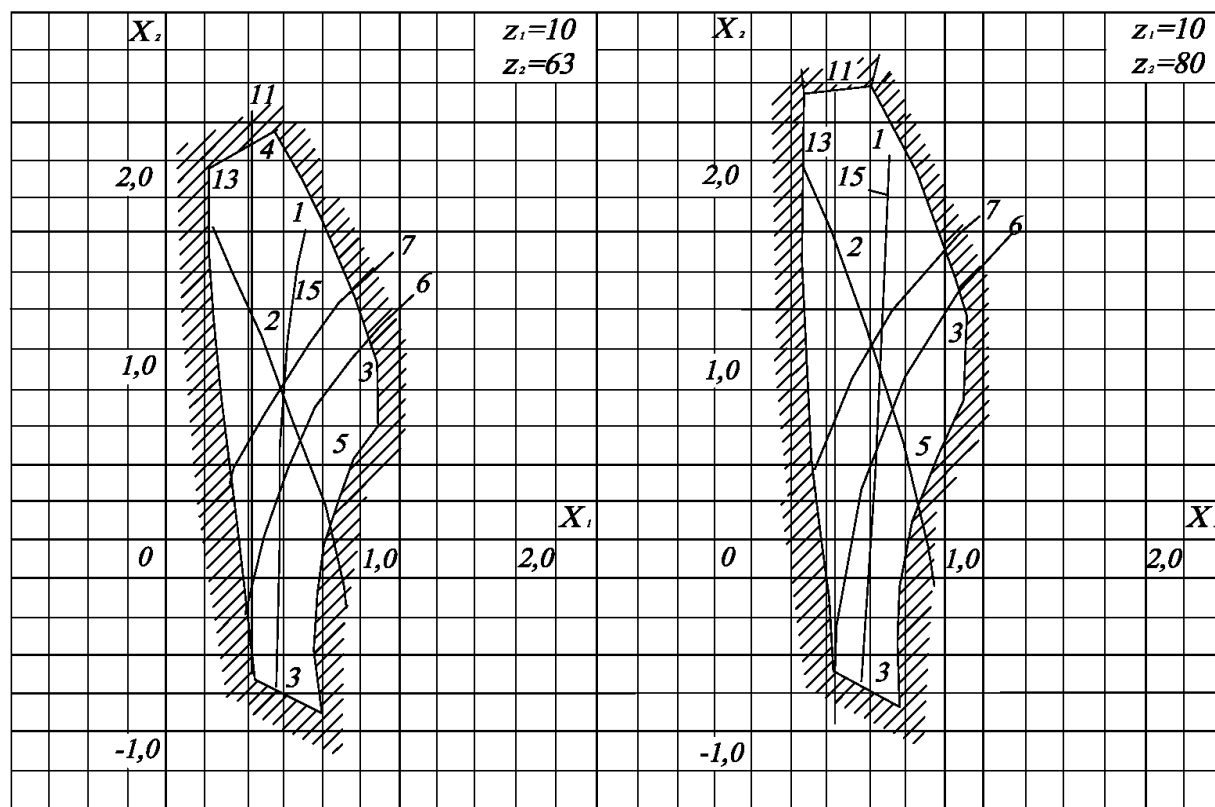


Рис. Д.7. Блокуючі контури передач з параметрами:
 $Z_1=10, Z_2=63; 80$

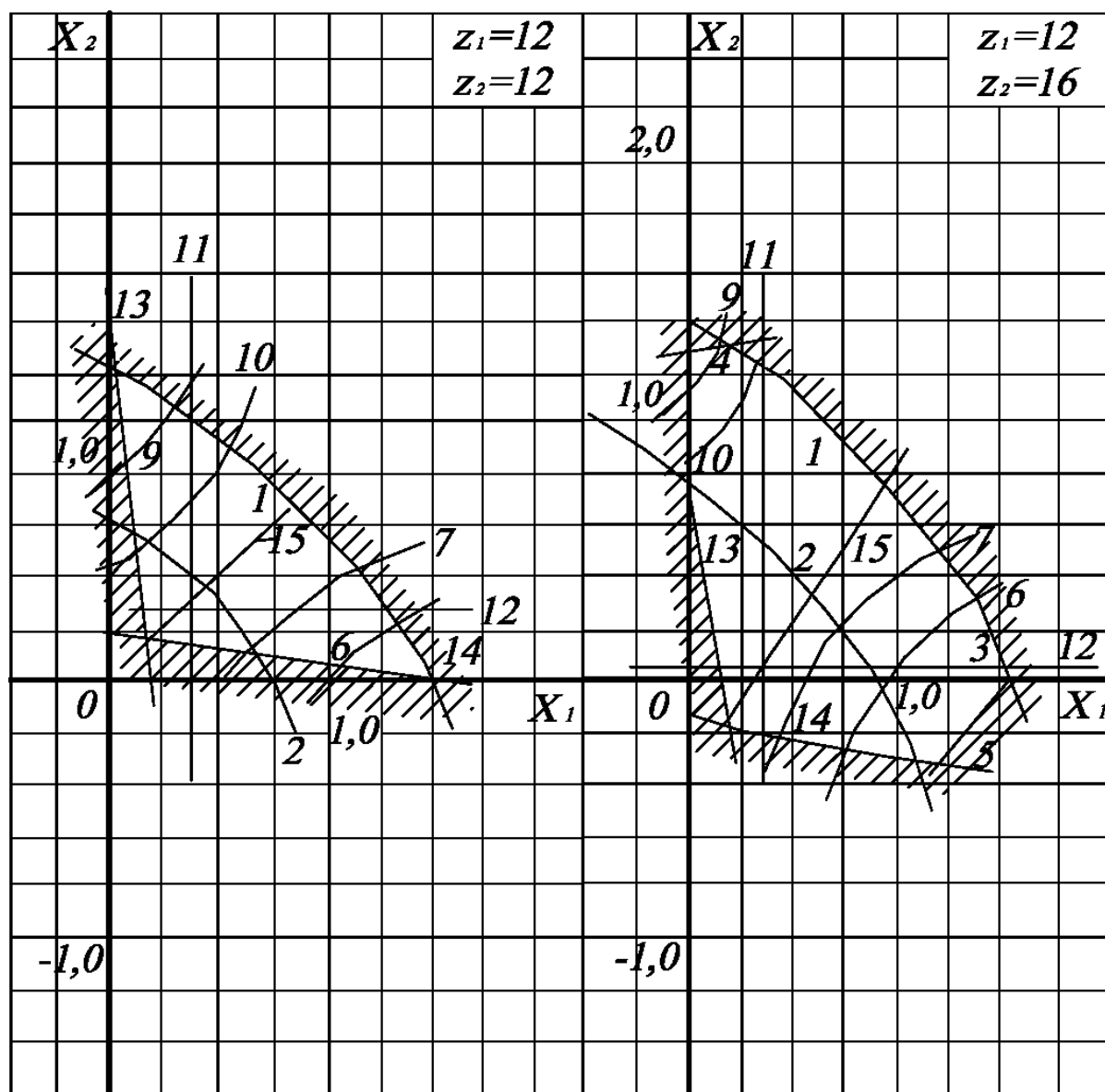


Рис. Д.8. Блокуючі контури передач з параметрами:

$$Z_1=12, Z_2=12; 16$$

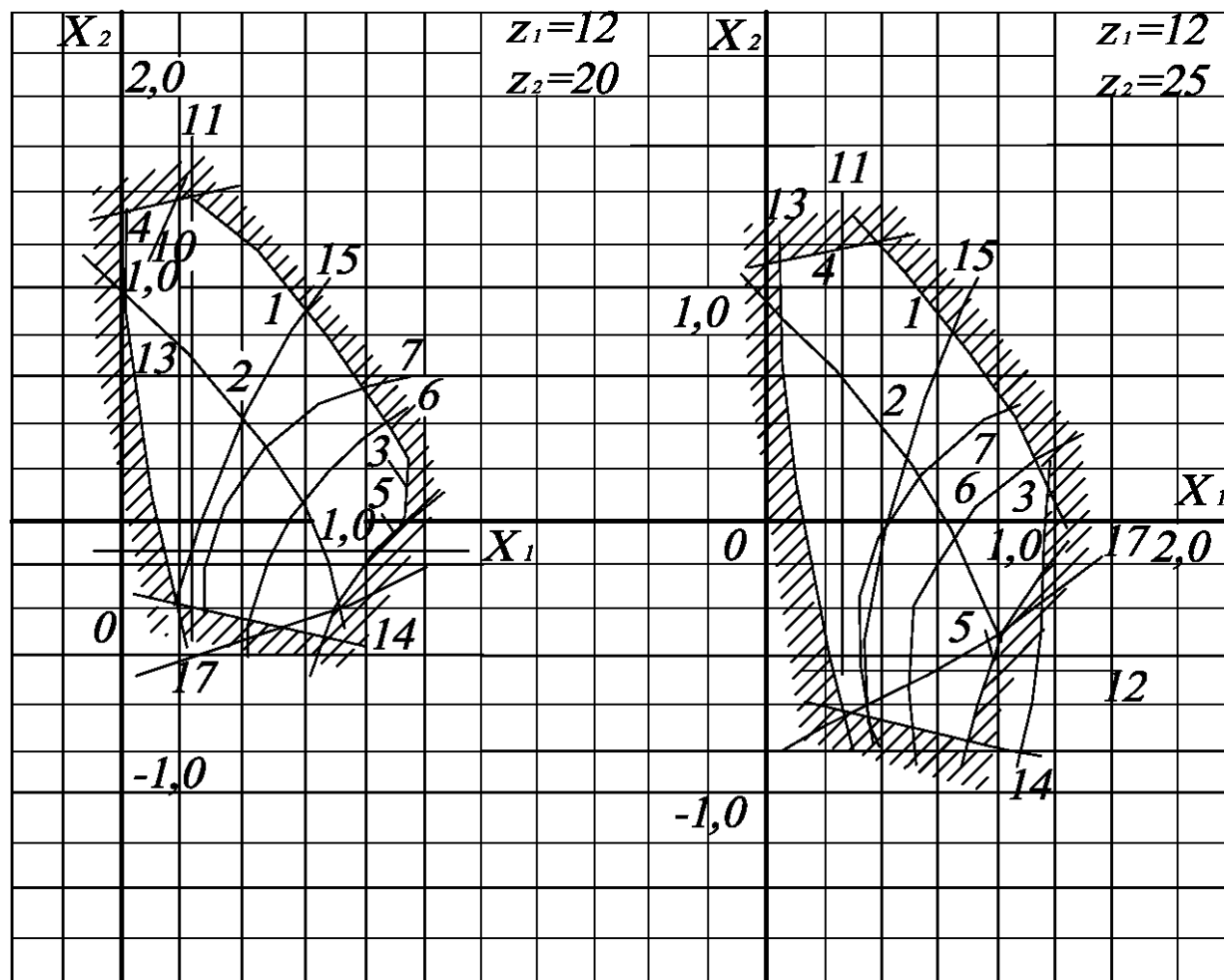


Рис. Д.9. Блокуючі контури передач з параметрами:
 $Z_1=12, Z_2=20;25$

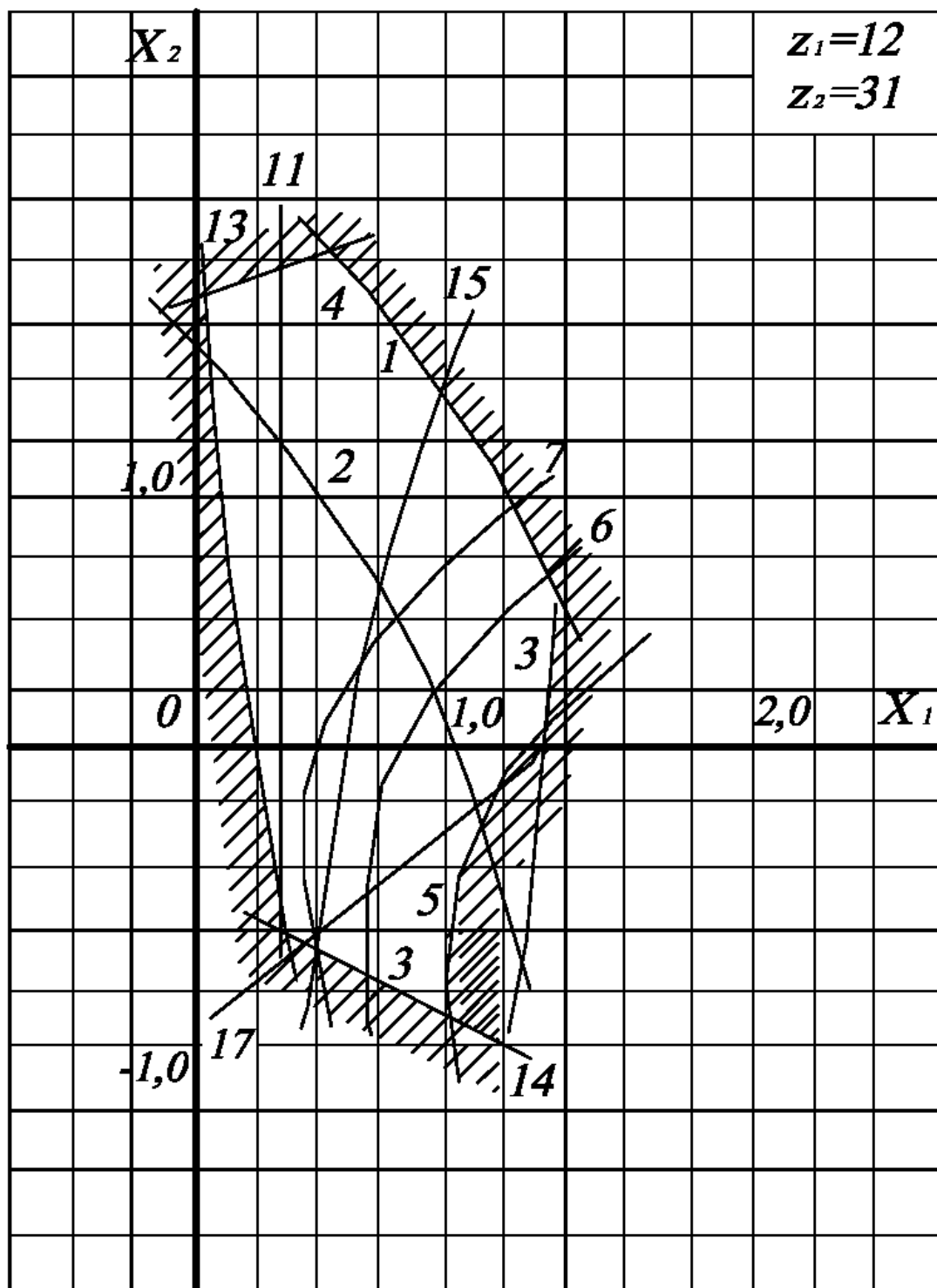


Рис. Д.10. Блокуючий контур передач з параметрами:

$$Z_1=12, Z_2=31$$

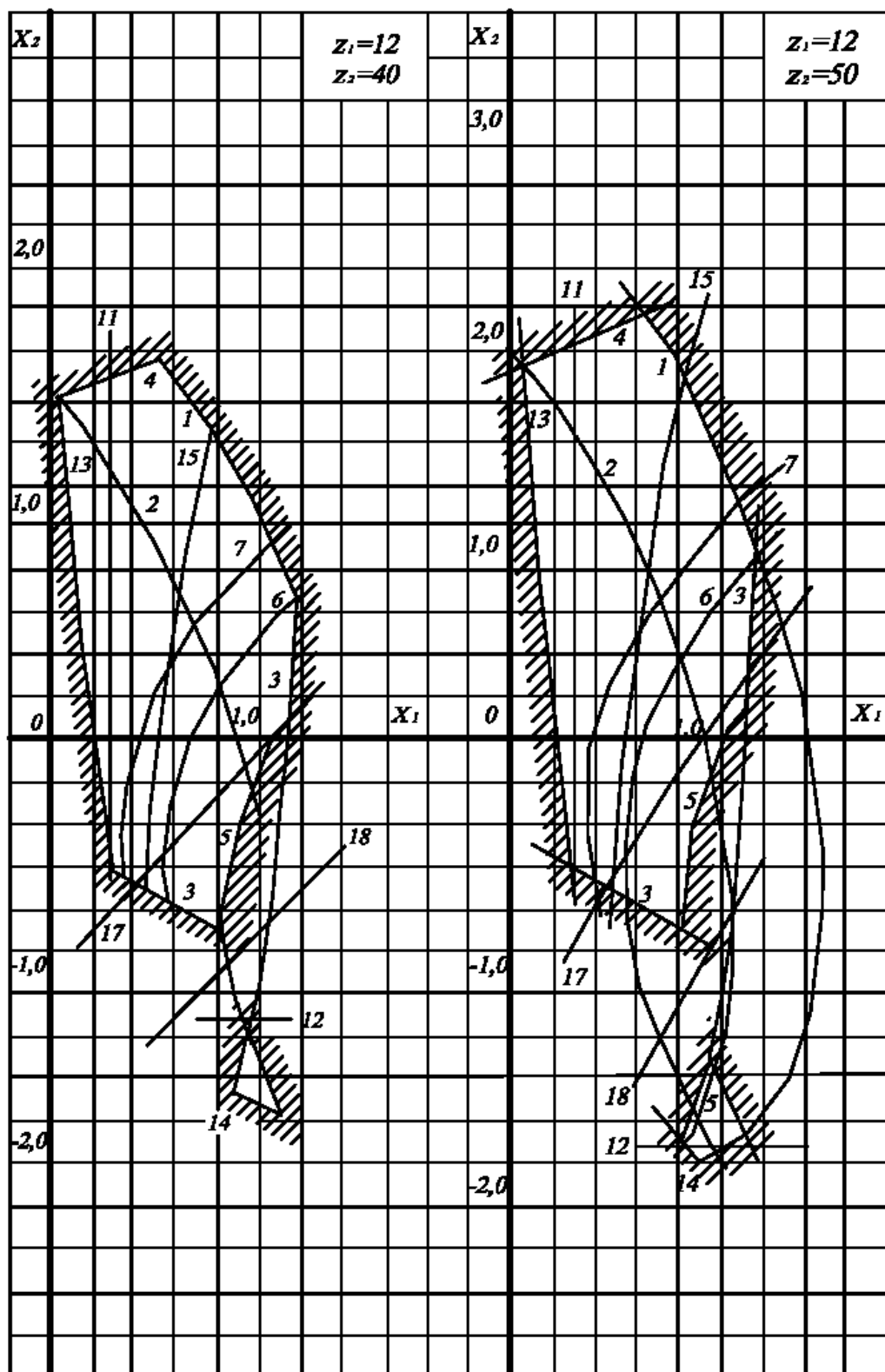


Рис. Д.11. Блокуючі контури передач з параметрами:

$Z_1=12, Z_2=40; 50$

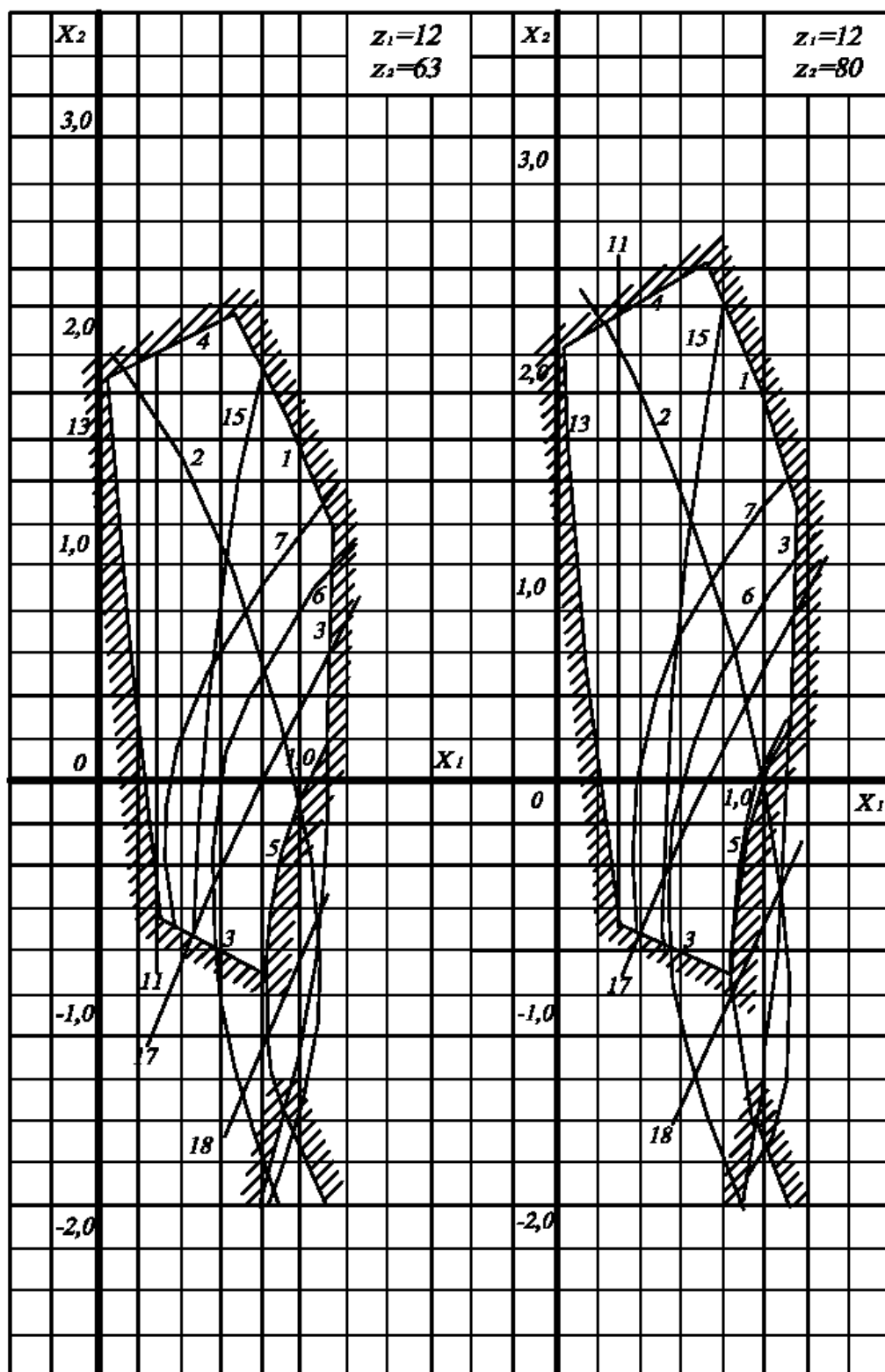


Рис. Д.12. Блокуючі контури передач з параметрами:

 $Z_1=12, Z_2=63; 80$

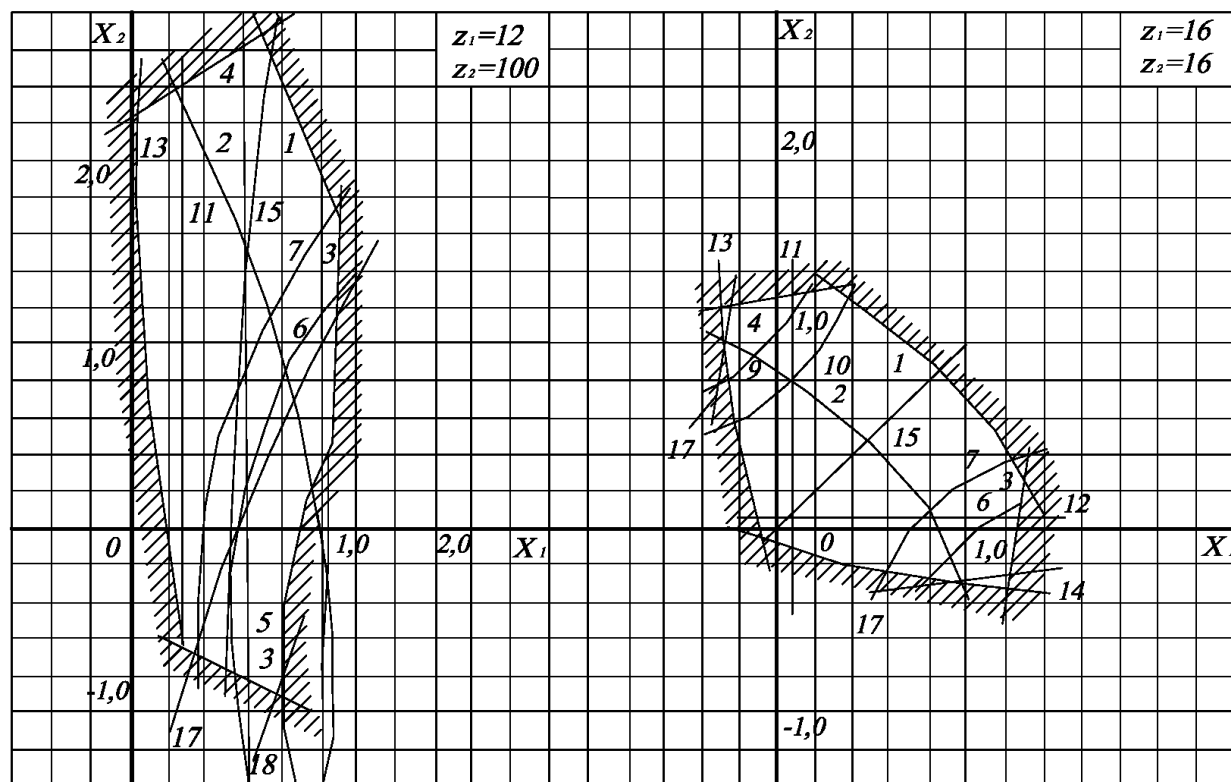


Рис. Д.13. Блокуючі контури передач з параметрами:

$$Z_1=12, Z_2=100 \text{ і } Z_1=16, Z_2=16$$

Таблиця Е.1. Значення евольвентних кутів $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Хви- лини	$\alpha = 10^\circ$	$\alpha = 11^\circ$	$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 13^\circ$	$\alpha = 14^\circ$	Хви- лини
0	0,0017941	0,0023941	0,0031171	0,0039754	0,0049819	0
1	0,0018031	0,0024051	302	909	0,0050000	1
2	122	161	434	0,0040065	182	2
3	213	272	567	221	364	3
4	305	383	699	377	546	4
5	397	495	832	534	729	5
6	489	607	966	692	912	6
7	581	719	0,0032100	849	0,0051096	7
8	674	831	234	0,0041008	280	8
9	767	944	369	166	465	9
10	860	0,0025057	504	325	650	10
11	0,0018954	0,0025171	0,0032639	0,0041485	0,0051835	11
12	0,0019048	285	775	644	0,0052022	12
13	142	399	911	805	208	13
14	237	513	0,0033048	965	395	14
15	332	628	185	0,0042126	582	15
16	427	744	322	288	770	16
17	523	859	460	450	958	17
18	619	975	598	612	0,0053147	18
19	715	0,0026091	736	775	336	19
20	812	208	875	938	526	20
21	0,0019909	0,0026325	0,0034014	0,0043102	0,0053716	21
22	0,0020006	443	154	266	907	22
23	103	560	294	430	0,0054098	23
24	201	678	434	595	290	24
25	299	797	575	760	482	25
26	398	916	716	926	674	26
27	497	0,0027035	858	0,0044092	867	27
28	596	154	0,0035000	259	0,0055060	28
29	695	274	142	426	254	29
30	795	394	285	593	448	30
31	0,0020895	0,0027515	0,0035428	0,0044761	0,0055643	31
32	995	636	572	929	838	32
33	0,0021096	757	716	0,0045098	0,0056034	33
34	197	879	860	267	230	34

Продовження таблиці Е.1

Хви- лини	$\alpha = 10^\circ$	$\alpha = 11^\circ$	$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 13^\circ$	$\alpha = 14^\circ$	Хви- лини
35	299	0,0028001	0,0036005	437	427	35
36	400	123	150	607	624	36
37	502	246	296	777	822	37
38	605	369	441	948	0,0057020	38
39	707	493	588	0,0046120	218	39
40	810	616	735	291	417	40
41	0,0021914	0,0028741	0,0036882	0,0046464	0,0057617	41
42	0,0022017	865	0,0037029	636	817	42
43	121	990	177	809	0,0058017	43
44	226	0,0029115	326	983	218	44
45	330	241	474	0,0047157	420	45
46	435	367	623	331	622	46
47	541	494	773	506	824	47
48	647	620	923	681	0,0059028	48
49	753	747	0,0038073	857	230	49
50	859	875	224	0,0048033	434	50
51	0,0022966	0,0030003	0,0038375	0,0048210	0,0059638	51
52	0,0023073	131	527	387	843	52
53	180	260	678	564	0,0060048	53
54	288	389	831	742	254	54
55	396	518	984	921	460	55
56	504	648	0,0039137	0,0049099	667	56
57	613	778	291	279	874	57
58	722	908	445	458	0,0061081	58
59	831	0,0031039	599	639	289	59
60	0,0023941	0,0031171	0,0039754	0,0049819	0,0061498	60

Таблиця Е.2. Значення евольвентних кутів $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Хвилини	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 16^\circ$	$\alpha = 17^\circ$	$\alpha = 18^\circ$	Хвилини
0	0,0061498	0,007493	0,009025	0,010760	0
1	707	517	052	791	1
2	917	541	079	822	2
3	0,0062127	565	107	853	3
4	337	589	134	884	4
5	548	613	161	915	5
6	760	637	189	946	6
7	972	661	216	977	7
8	0,0063184	686	244	0,011008	8
9	397	710	272	039	9
10	611	735	299	071	10
11	0,0063825	0,007759	0,009327	0,011102	11
12	0,0064039	784	355	133	12
13	254	808	383	165	13
14	470	833	411	196	14
15	686	857	439	228	15
16	902	882	467	260	16
17	0,0065119	907	495	291	17
18	337	932	523	323	18
19	555	957	552	355	19
20	773	982	580	387	20
21	0,0065992	0,008007	0,009608	0,011419	21
22	0,0066211	032	637	451	22
23	431	057	665	483	23
24	652	082	694	515	24
25	873	107	722	547	25
26	0,0067094	133	751	580	26
27	316	158	780	612	27
28	539	183	808	644	28
29	762	209	837	677	29
30	985	234	866	709	30
31	0,0068209	0,008260	0,009895	0,011742	31
32	434	285	924	775	32
33	659	311	953	807	33
34	884	337	982	840	34
35	0,0069110	362	0,010012	873	35

Продовження таблиці Е.2

Хвилини	$\alpha = 15^\circ$	$\alpha = 16^\circ$	$\alpha = 17^\circ$	$\alpha = 18^\circ$	Хвилини
36	337	388	041	906	36
37	564	414	070	939	37
38	791	440	099	972	38
39	0,0070019	466	129	0,012005	39
40	248	492	158	038	40
41	0,0070477	0,008518	0,010188	0,012071	41
42	706	544	217	105	42
43	936	571	247	138	43
44	0,0071167	597	277	172	44
45	398	623	307	205	45
46	630	650	336	239	46
47	862	676	366	272	47
48	0,0072095	702	396	306	48
49	328	729	426	340	49
50	561	756	456	373	50
51	0,0072796	0,008782	0,010486	0,012407	51
52	0,0073030	809	517	441	52
53	266	836	547	475	53
54	501	863	577	509	54
55	738	889	608	543	55
56	975	916	638	578	56
57	0,0074212	943	669	612	57
58	450	970	699	646	58
59	688	998	730	681	59
60	0,0074927	0,009025	0,010760	0,012715	60

Таблиця Е.3. Значення евольвентних кутів $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Хвилини	$\alpha = 19^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 21^\circ$	$\alpha = 22^\circ$	$\alpha = 23^\circ$	Хви- лини
0	0,012715	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049	0
1	750	943	388	101	102	1
2	784	982	431	149	154	2
3	819	0,015020	474	197	207	3
4	854	059	517	244	259	4
5	888	098	560	292	312	5
6	923	137	603	340	365	6
7	958	176	647	388	418	7
8	993	215	690	436	471	8
9	0,013028	254	734	484	524	9
10	063	293	777	533	577	10
11	0,013098	0,015333	0,017821	0,020581	0,023631	11
12	134	372	865	629	684	12
13	169	411	908	678	738	13
14	204	451	952	726	791	14
15	240	490	996	775	845	15
16	275	530	0,018040	824	899	16
17	311	570	084	873	952	17
18	346	609	129	921	0,024006	18
19	382	649	173	970	060	19
20	418	689	217	0,021019	114	20
21	0,013454	0,015729	0,018262	0,021069	0,024169	21
22	490	769	306	118	223	22
23	526	809	351	167	277	23
24	562	850	395	217	332	24
25	598	890	440	266	386	25
26	634	930	485	316	441	26
27	670	971	530	365	495	27
28	707	0,016011	575	415	550	28
29	743	052	620	465	605	29
30	779	092	665	514	660	30
31	0,013816	0,016133	0,018710	0,021564	0,024715	31
32	852	174	755	614	770	32
33	889	215	800	665	825	33
34	926	255	846	715	881	34

Продовження таблиці Е.3

Хвилини	$\alpha = 19^\circ$	$\alpha = 20^\circ$	$\alpha = 21^\circ$	$\alpha = 22^\circ$	$\alpha = 23^\circ$	Хви- лини
35	963	296	891	765	936	35
36	999	337	937	815	992	36
37	0,014036	379	983	866	0,025047	37
38	073	420	0,019028	916	103	38
39	110	461	074	967	159	39
40	148	502	120	0,022018	214	40
41	0,0014185	0,016544	0,019166	0,022068	0,025270	41
42	222	585	212	119	326	42
43	259	627	258	170	382	43
44	297	669	304	221	439	44
45	334	710	350	272	495	45
46	372	752	397	324	551	46
47	409	794	443	375	608	47
48	447	836	490	426	664	48
49	485	878	536	478	721	49
50	523	920	583	529	777	50
51	0,014560	0,016962	0,019630	0,022581	0,025834	51
52	598	0,017004	676	633	891	52
53	636	047	723	684	948	53
54	674	089	770	736	0,026005	54
55	713	132	817	788	062	55
56	751	174	864	840	120	56
57	789	217	912	892	177	57
58	827	259	959	944	235	58
59	866	302	0,020007	997	292	59
60	0,014904	0,017345	0,020054	0,023049	0,026350	60

Таблиця Е.4. Значення евольвентних кутів $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Хвилини	$\alpha = 24^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$\alpha = 27^\circ$	Хвилини
0	0,026350	0,029975	0,033947	0,038287	0
1	407	0,030039	0,034016	362	1
2	465	102	086	438	2
3	523	166	155	514	3
4	581	229	225	590	4
5	639	293	294	666	5
6	697	357	364	742	6
7	756	420	434	818	7
8	814	484	504	894	8
9	872	549	574	971	9
10	931	613	644	0,039047	10
11	0,026989	0,030677	0,034714	0,039124	11
12	0,027048	741	785	201	12
13	107	806	855	278	13
14	166	870	926	355	14
15	225	935	997	432	15
16	284	0,031000	0,035067	509	16
17	343	065	138	586	17
18	402	130	209	664	18
19	462	195	280	741	19
20	521	260	352	819	20
21	0,027581	0,031325	0,035423	0,039897	21
22	640	390	494	974	22
23	700	456	566	0,040052	23
24	760	521	637	131	24
25	820	587	709	209	25
26	880	653	781	287	26
27	940	718	853	366	27
28	0,028000	784	925	444	28
29	060	850	997	523	29
30	121	917	0,036069	602	30
31	0,028181	0,031983	0,036142	0,040680	31
32	242	0,032049	214	759	32
33	302	116	287	839	33
34	363	182	359	918	34
35	424	249	432	997	35

Продовження таблиці Е.4

Хвилини	$\alpha = 24^\circ$	$\alpha = 25^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	$\alpha = 27^\circ$	Хвилини
36	485	315	505	0,041076	36
37	546	382	578	156	37
38	607	449	651	236	38
39	668	516	724	316	39
40	729	583	798	395	40
41	0,028791	0,032651	0,036871	0,041475	41
42	852	718	945	556	42
43	914	785	0,037018	636	43
44	976	853	092	716	44
45	0,029037	920	166	797	45
46	099	988	240	877	46
47	161	0,033056	314	958	47
48	223	124	388	0,042039	48
49	285	192	462	120	49
50	348	260	537	201	50
51	0,029410	0,033328	0,037611	0,042282	51
52	472	397	686	363	52
53	535	465	761	444	53
54	598	534	835	526	54
55	660	602	910	607	55
56	723	671	985	689	56
57	786	740	0,038060	771	57
58	849	809	136	853	58
59	912	878	211	935	59
60	0,029975	0,033947	0,038287	0,043017	60

Таблиця Е.5. Значення евольвентних кутів $\theta = \operatorname{tg} \alpha - \alpha$

Хвилини	$\alpha = 28^\circ$	$\alpha = 29^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 31^\circ$	$\alpha = 32^\circ$	Хви- лини
0	0,043017	0,048164	0,053751	0,059809	0,066364	0
1	100	253	849	914	478	1
2	182	343	946	0,060019	591	2
3	264	432	0,054043	124	705	3
4	347	522	140	230	819	4
5	430	612	238	335	934	5
6	513	702	336	441	0,067048	6
7	596	792	433	547	163	7
8	679	883	531	653	277	8
9	762	973	629	759	392	9
10	845	0,049064	728	866	507	10
11	0,043929	0,049154	0,054826	0,060972	0,067622	11
12	0,044012	245	924	0,061079	738	12
13	096	336	0,055023	186	853	13
14	180	427	122	292	969	14
15	264	518	221	400	0,068084	15
16	348	609	320	507	200	16
17	432	701	419	614	316	17
18	516	792	518	721	432	18
19	601	884	617	829	549	19
20	685	976	717	937	665	20
21	0,044770	0,050068	0,055817	0,062045	0,068782	21
22	855	160	916	153	899	22
23	939	252	0,056016	261	0,069016	23
24	0,045024	344	116	369	133	24
25	110	437	217	478	250	25
26	195	529	317	586	367	26
27	280	622	417	695	485	27
28	366	715	518	804	602	28
29	451	808	619	913	720	29
30	537	901	720	0,063022	838	30
31	0,045623	0,050994	0,056821	0,063131	0,069951	31
32	709	0,051087	922	241	0,070075	32
33	795	181	0,057023	350	193	33
34	881	274	124	460	312	34

Продовження таблиці Е.5

Хвилини	$\alpha = 28^\circ$	$\alpha = 29^\circ$	$\alpha = 30^\circ$	$\alpha = 31^\circ$	$\alpha = 32^\circ$	Хви- лини
35	967	368	226	570	430	35
36	0,046054	462	328	680	549	36
37	140	556	429	790	668	37
38	227	650	531	901	787	38
39	313	744	633	0,064011	907	39
40	400	838	736	122	0,071026	40
41	0,046487	0,051933	0,057838	0,064232	0,071146	41
42	575	0,052027	940	343	266	42
43	662	122	0,058043	454	386	43
44	749	217	146	565	506	44
45	837	312	249	677	626	45
46	924	407	352	788	747	46
47	0,047012	502	455	900	867	47
48	100	597	558	0,065012	988	48
49	188	693	662	123	0,072109	49
50	276	788	765	236	230	50
51	0,047364	0,052884	0,058869	0,065348	0,072351	51
52	452	980	973	460	473	52
53	541	0,053076	0,059077	573	594	53
54	630	172	181	685	716	54
55	718	268	285	798	838	55
56	807	365	390	911	959	56
57	896	461	494	0,066024	0,073082	57
58	985	558	599	137	204	58
59	0,048074	655	704	250	326	59
60	0,048164	0,053751	0,059809	0,066364	0,073449	60