

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія (ДДМА)

С. М. Зінченко,
В. Є. Шоленінов,
Н. В. Чоста

МЕТОДИЧНИЙ ПОСІБНИК
до виконання курсового проекту
з дисципліни
«ТЕОРІЯ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН»

для студентів всіх механічних спеціальностей
денної й заочної форм навчання

Краматорськ
ДДМА

2021

УДК 621.01
ББК 34-41
З-57

Рецензенти:

Носко П. Л., д-р техн. наук, професор Східноукраїнського національного університету ім. Володимира Даля;

Огородников В. А., д-р техн. наук, професор Вінницького національного технічного університету.

Зінченко С. М. та ін.

З-57 Методичний посібник до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів усіх механічних спеціальностей денної й заочної форм навчання / С. М. Зінченко, В. Є. Шоленінов, Н. В. Чоста. – Краматорськ : ДДМА, 2021. – 100 с.

ISBN 978-966-379-448-8

Наведені загальні вимоги до виконання й оформлення курсового проекту з дисципліни "Теорія механізмів і машин", зміст проекту та питання до його захисту, зразки розрахунково-пояснювальної записки й креслень, довідковий матеріал для вибору електродвигунів і рекомендована література.

УДК 621.01

ББК 34.41

ISBN 978-966-379-448-8

© С. М. Зінченко, В. Є. Шоленінов,
Н. В. Чоста, 2021
© ДДМА, 2021

ЗМІСТ

1	Загальні вимоги до виконання курсового проекту	4
2	Зміст курсового проекту	10
2.1	Структурний аналіз важільного виконавчого механізму	10
2.2	Метричний синтез і побудова планів положень важільного виконавчого механізму	10
2.3	Динамічний синтез машини	10
2.3.1	Побудова планів швидкостей. Визначення лінійних і кутових швидкостей точок і ланок важільного виконавчого механізму	11
2.3.2	Визначення значень зведеного моменту опору й вибір електродвигуна	11
2.3.3	Визначення значень зведеного моменту інерції ланок важільного виконавчого механізму	12
2.3.4	Визначення зведеного моменту інерції махового колеса	12
2.3.5	Побудова планів прискорень. Визначення лінійних і кутових прискорень точок і ланок важільного виконавчого механізму	13
2.3.6	Визначення сил тяжіння й інерційних навантажень на ланки.....	13
2.3.7	Визначення зрівноважувального моменту на кривошипі	13
2.3.8	Визначення закону руху машини.....	14
2.4	Синтез зубчастого передаточного механізму	14
2.4.1	Синтез евольвентного зачеплення	14
2.4.2	Синтез планетарного механізму.....	14
2.5	Синтез кулачкового механізму.....	15
2.5.1	Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача	15
2.5.2	Визначення мінімального радіус-вектора профілю кулачка	15
2.5.3	Побудова профілю кулачка	16
3	Питання до захисту курсового проекту.....	16
	Список рекомендованої літератури	20
	Додаток А. Основні формули теоретичної механіки, які необхідні для вивчення курсу теорії механізмів і машин.....	21
	Додаток Б. Таблиця перекладу одиниць МКГСС (технічної) в одиниці МКС (СІ).....	23
	Додаток В. Зразки пояснювальної записки й аркушів графічної частини курсового проекту	24
	Додаток Г. Витяг з каталогу асинхронних електродвигунів.....	70
	Додаток Д. Блокуючі контури циліндричних евольвентних зубчастих передач	74

1 ЗАГАЛЬНІ ВИМОГИ ДО ВИКОНАННЯ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Курсовий проект з дисципліни «Теорія механізмів і машин» (ТММ) виконується студентами після вивчення теоретичного курсу й виконання розрахунково-графічних робіт. Тема індивідуального курсового проекту видається студентові викладачем-консультантом на першому настановному занятті.

Перед початком роботи над проектом студенту треба повторити основні аналітичні залежності (додаток А) і розмірності основних фізичних величин (додаток Б), які будуть використані в розрахунках. У процесі виконання проекту студент повинен одержати необхідні практичні навички із застосування основних положень теорії й методів що до рішення конкретних технічних завдань. Протягом триместру викладач-консультант щотижня проводить групові заняття й індивідуальні консультації з курсового проектування.

Виконаний курсовий проект, підписаний студентом і викладачем-консультантом, допускається до захисту. Захист проекту (відповідно до розкладу) проводиться перед комісією, що складається не менш, ніж із двох викладачів, яка бере до уваги:

- відповідність креслень вимогам ГОСТів;
- правильність графічних побудов;
- правильність розрахунків;
- відповідність пояснювальної записки правилам ЄСКД;
- відповіді студента на запитання.

Курсовий проект з ТММ складається із трьох аркушів креслень і розрахунково-пояснювальної записки (додаток В).

Креслення виконуються олівцем на аркушах креслярського паперу формату А1. Пояснювальна записка пишеться прописом пастою чорного або синього (фіолетового) кольорів на одній стороні аркушів паперу для письма формату А4. Записка повинна мати з двох сторін обкладинку з ватману; перша сторінка обкладинки – титульний аркуш установленої форми (рис. 1).

Прийнято наступний порядок розташування матеріалу в записці.

Після титульного аркуша (аркуш 1) міститься завдання на курсовий проект (аркуш 2), за ним «Реферат» (аркуш 3), «Зміст» (аркуші 4, 5), потім «Вступ» і п'ять розділів проекту. Завершується записка списком використаної літератури. Кожен аркуш пояснювальної записки повинен мати рамку зі штампом за ГОСТ 2.104-68.

На аркушах з рефератом (3) і початком змісту (4) штампи повинні містити всі необхідні надписи (рис. 2), всі інші аркуші можуть містити спрощений штамп тільки із вказівкою номера сторінки (рис. 3). Нумерація аркушів – наскрізна, приблизний обсяг записки – 20...40 аркушів.

Вимоги до викладу матеріалу в записці звичайні для будь-якої технічної документації – стислість, ясність, грамотність і відповідність ЄСКД. Не допускаються скорочення слів.

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Кафедра ОПМ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до курсового проекту
з дисципліни «Теорія механізмів і машин»

Тема проекту:

Проект виконав:

студент гр.

Консультант:

Аркушів:

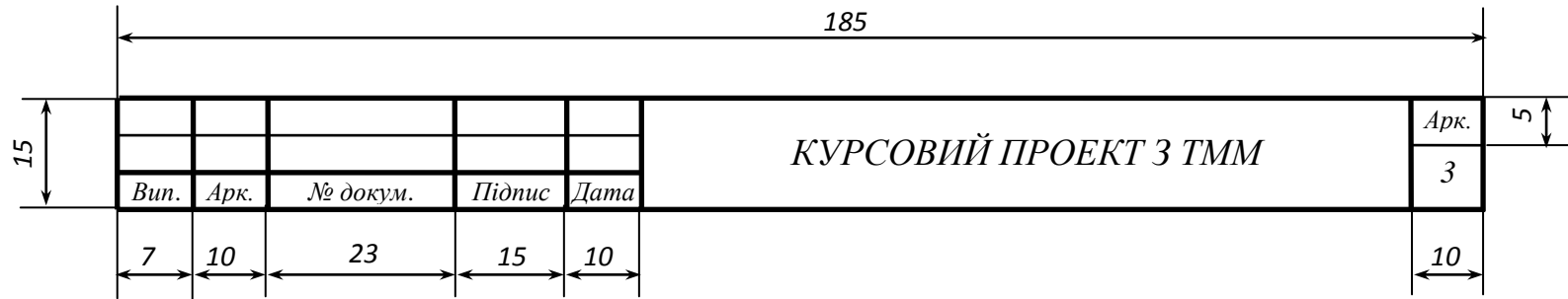
креслень – 3

записки –

Краматорськ 2021

Рисунок 1 – Зразок титульного аркуша

а)



б)



а – штамп на третьому аркуші пояснювальної записки, б – штамп на четвертому аркуші пояснювальної записки

Рисунок 2 – Зразки штампів

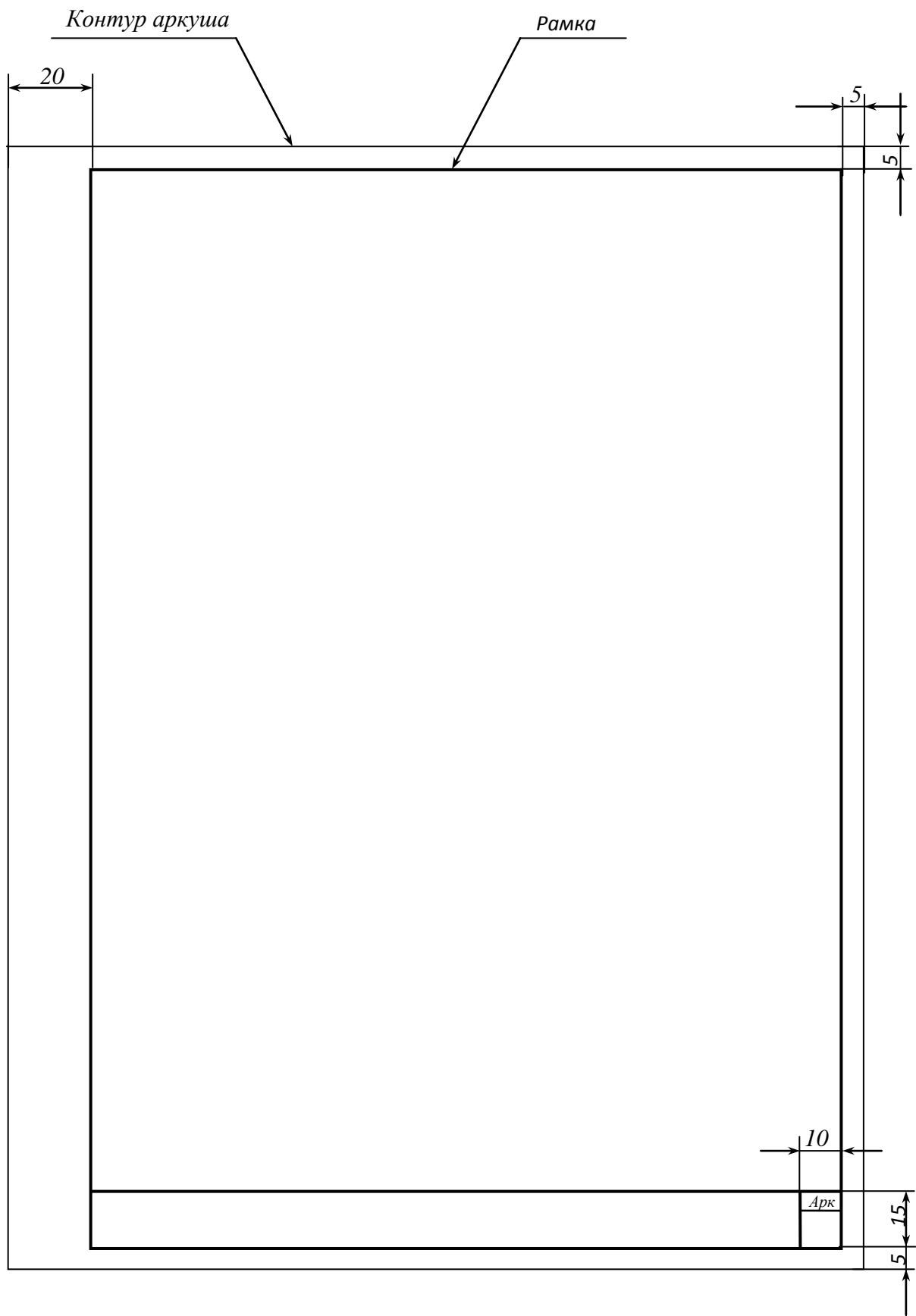


Рисунок 3 – Рамка на аркушах пояснювальної записки й спрощений штамп

Розрахункові формули, дані, рекомендації й використані методики розрахунків і побудов, що узяті з літературних джерел, супроводжуються посиланнями на джерела, які перераховані наприкінці пояснювальної записки. Посилання зазначають порядковим номером за переліком посилань, виділеним квадратними дужками. Розрахункову формулу потрібно спочатку записати в літерних позначеннях, потім замість літер підставити відповідні числові значення й привести результат із вказівкою одиниці фізичної величини. Проміжні обчислення не приводяться. Всі розрахунки в проекті виконуються в одиницях СІ, найменування, позначення й правила застосування яких регламентовані ГОСТ 8.417-81 (СТ СЕВ 1052-78). Багатозначні літерні відношення для позначення одиниць СІ повинні мати тільки одну пряму або косу риску, наприклад:

$$\frac{m}{c \cdot mm}, \text{ або } m/(c \cdot mm), \text{ або } m \cdot c^{-1}.$$

При виконанні багатьох однотипних обчислень досить привести докладне одержання одного результату, а потім написати: «Інші результати отримані аналогічним чином і записані в табл. ...» (вказати номер таблиці). Рисунки в записці виконуються олівцем без дотримання масштабу. Кожен аркуш креслень забезпечується штампом за ГОСТ 2.104-68 (рис. 4) у правому нижньому куті; основний надпис штампа відповідає змісту аркуша. На кресленнях кінематичні схеми механізмів повинні бути накреслені в масштабі відповідно до вимог ГОСТ 2.770-68, ГОСТ 2.703-68, ГОСТ 2.721-74. Масштабні коефіцієнти кінематичних схем, планів швидкостей і прискорень, графіків і кінематичних діаграм супроводжують кожну схему, план і т.д. При цьому масштабні коефіцієнти схем повинні відповідати стандартним масштабам:

M 1:1, M 1:2, M 1:2,5, M 1:4, M 1:5, M 1:10;

M 2:1, M 2,5:1, M 4:1, M 5:1, M 10:1.

По осях координат графіків потрібно вказати позначення фізичних величин. Координатну сітку можна не креслити (проводити ординати лише розрахункових точок).



Рисунок 4 – Зразок штампа на кресленнях проекту

2 ЗМІСТ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Наведений нижче перелік підлягаючих вирішенню питань, використано як зміст пояснювальної записки.

У вступі вказується, яка технологічна операція виконується машиною, що проектується. Перераховуються основні механізми машини із вказівкою їхнього призначення. Приводиться короткий опис роботи машини й перераховуються основні етапи її проектування.

2.1 Структурний аналіз важільного виконавчого механізму

Виконується в записці.

Перелічити ланки важільного виконавчого механізму, указати їх назви; визначити ступінь рухомості механізму, зробити відповідний висновок і вказати вхідну ланку; розкласти механізм на механізм *I* класу і структурні групи Ассура, указавши їхній клас, порядок і вид; написати формулу будови механізму й зробити відповідний висновок [1, с. 20...25].

2.2 Метричний синтез і побудова планів положень важільного виконавчого механізму

Розрахунки й схема метричного синтезу виконуються в записці, графічні побудови – на аркуші 1 графічної частини проекту.

За заданими вхідними параметрами, принциповою схемою виконавчого механізму й умовам синтезу визначити вихідні параметри – кінематичні розміри ланок механізму; способом засічок побудувати плани механізму для восьми рівновіддалених положень вхідної ланки й дев'ятого – крайнього положення кінця робочого ходу [1, с. 39...41].

2.3 Динамічний синтез машини

Розрахунки й таблиці результатів розрахунків виконуються в записці, графічні побудови – на аркуші 1 графічної частини проекту.

Всі розрахунки з динамічного синтезу машини повинні виконуватися з точністю до трьох значущих цифр.

Значущі цифри числа – це всі його цифри, прочитані зліва направо, починаючи з першої, не рівної нулю. Наприклад, у числі 25,127 всі цифри – значущі. У числі 0,02078 значущі цифри – 2078. З точністю до трьох значущих цифр – це 25,1 й 0,0208.

Масштабні коефіцієнти графічних побудов μ_b , швидкостей μ_v , прис-

корень μ_a й ін., отримані розподілом значення відповідного параметра на довжину попередньо обраного відрізка, що його зображує, треба округлити до найближчого зручного числа, що містить одну значущу цифру або дві, що кінчаються на 5. Наприклад, нехай швидкість точки кривошипа, до якої приєднується наступна ланка $V_A = 1,42 \frac{м}{с}$. З метою одержання прийнятних розмірів планів швидкостей, попередньо приймаємо довжину відрізка, що зображує цю швидкість, $(pa) = 60 \text{ мм}$. При цьому масштабний коефіцієнт планів швидкостей

$$\mu_V = \frac{V_A}{(pa)} = \frac{1,42}{60} = 0,0237 \frac{м}{с \cdot мм}.$$

Округляємо отримане значення μ_V до найближчого зручного числа:

$$\mu_V = 0,025 \frac{м}{с \cdot мм}.$$

При цьому

$$(pa) = \frac{V_A}{\mu_V} = \frac{1,42}{0,025} = 56,8 \text{ мм}.$$

2.3.1 Побудова планів швидкостей. Визначення лінійних і кутових швидкостей точок і ланок важільного виконавчого механізму

Побудувати дев'ять планів швидкостей для відповідних дев'яти положень механізму; за допомогою планів швидкостей визначити для всіх положень лінійні швидкості характерних точок і центрів мас, а також кутові швидкості ланок; результати розрахунків звести в таблицю [1, с. 46...54].

2.3.2 Визначення значень зведеного моменту опору і вибір електродвигуна

Використовуючи наведений у завданні на проект графік корисного опору, визначити значення сили $F_{ко}$ у всіх розглянутих положеннях механізму; за значеннями $F_{ко}$ знайти значення зведеного до вхідної ланки – кривошипа моменту опору $M_o^{36} = M_{ко}^{36}$ (іншими силами опору зневажити); побу-

дувати графіки $F_{ко} = f(\varphi_1)$ і $M_o^{36} = f(\varphi_1)$; графічно інтегруючи графік $M_o^{36} = f(\varphi_1)$, побудувати графік роботи сил опору $A_o = f(\varphi_1)$; умовно вважаючи рушійний момент, що розвивається електродвигуном, постійним, на осях графіка $A_o = f(\varphi_1)$ побудувати графік роботи рушійних сил $A_p = f(\varphi_1)$; графічним диференціюванням графіка $A_p = f(\varphi_1)$ на осях графіка $M_o^{36} = f(\varphi_1)$ побудувати графік зведеного моменту рушійних сил $M_p^{36} = f(\varphi_1)$ [1, с. 96...98, 101...106; 2]. За значеннями M_p^{36} , ω_{Icp} і орієнтовно прийнятому значенню ККД передаточного механізму від електродвигуна до кривошипа, визначити необхідну потужність електродвигуна; за даними каталогу асинхронних електродвигунів, наведеним у додатку Г, вибрати електродвигун із заданою в завданні синхронною частотою обертання ротора й найближчим більшим значенням номінальної потужності; з каталогу виписати тип двигуна, значення його номінальної потужності $P_{\delta\delta}$, номінальної частоти обертання $n_{\delta\delta}$ і махового моменту ротору GD^2 [1, с. 101...106; 2].

Визначити значення зміни (перепаду) кінетичної енергії машини $\Delta T = A_p - A_o$, для чого різницю ординат графіків $A_p = f(\varphi_1)$ і $A_o = f(\varphi_1)$ помножити на масштабний коефіцієнт їхньої побудови μ_A . За отриманими значеннями побудувати графік $\Delta T = f(\varphi_1)$.

2.3.3 Визначення значень зведеного моменту інерції ланок важільного виконавчого механізму

Для всіх розглянутих положень важільного механізму, з рівності кінетичних енергій, знайти значення зведених до кривошипа моментів інерції J_i^{36} мас (інертностей) всіх його ланок і сумарного зведеного моменту інерції J_l^{36} ; отримані значення J_i^{36} й J_l^{36} занести в таблицю й побудувати графік $J_l^{36} = f(\varphi_1)$ на осях, перпендикулярних відповідним осям графіка $\Delta T = f(\varphi_1)$ [1, с. 99...106; 2].

2.3.4 Визначення зведеного моменту інерції махового колеса

Графічним виключенням із графіків $\Delta T = f(\varphi_1)$ і $J_l^{36} = f(\varphi_1)$ параметра φ_1 побудувати діаграму енергомас $\Delta T = f(J_l^{36})$ [2]. Провести дві дотичні до діаграми енергомас під кутами ψ_{max} і ψ_{min} з віссю J_l^{36} , точки дотику яких до діаграми відповідають ω_{Imax} і ω_{Imin} при коефіцієнті нерівномірності руху машини, що дорівнює своєму допустимому значенню $\delta = [\delta]$; по відрізьку, що відсікається цими дотичними на осі ΔT діаграми, одержати необ-

хідний максимальний перепад кінетичної енергії додаткових ланок при $\delta = [\delta]$ і значення, відповідному до нього, зведеного моменту інерції цих ланок $J_{\delta\delta\delta}^{36}$; зневажаючи внеском у $J_{\delta\delta\delta}^{36}$ всіх додаткових ланок, крім махового колеса й ротора двигуна, і визначивши значення J_{rot}^{36} , одержати шуканий зведений момент інерції махового колеса при $\delta = [\delta]$ як $J_{м.к}^{36} = J_{\delta\delta\delta}^{36} - J_{rot}^{36}$ [1, с. 101...106; 2].

2.3.5 Побудова планів прискорень. Визначення лінійних і кутових прискорень точок і ланок важільного виконавчого механізму

Прийнявши умовно $\omega_l = const$, для зазначеного в завданні положення важільного механізму й положення початку його робочого ходу, побудувати плани прискорень, за допомогою яких визначити лінійні прискорення характерних точок і центрів мас, а також кутові прискорення ланок; результати розрахунків звести в таблицю [1, с. 46...54].

2.3.6 Визначення сил тяжіння й інерційних навантажень на ланки

Визначити сили тяжіння ланок важільного виконавчого механізму й діючі на них Даламберові сили й моменти сил інерції в заданому положенні механізму. Показати їх на плані механізму [1, с. 79...81].

2.3.7 Визначення зрівноважувального моменту на кривошипі

Методом важеля М. Є. Жуковського визначити прикладений до кривошипа момент $M_{зр}$, що зрівноважує дію на важільний механізм у заданому положенні сили корисного опору, сил тяжіння ланок й інерційних навантажень на ланки при $\omega_l = const$ (моменти на важіль Жуковського перенести у вигляді пар сил, складові яких показати на плані механізму) [1, с. 86...88; 3].

2.3.8 Визначення закону руху машини

Для заданого положення механізму визначити дійсні значення ω_l і ε_l . Значення ω_l знайти методом Віттенбауера, використавши діаграму енергомас $\Delta T = f(J_l^{36})$ [4, с. 201...206]. Значення ε_l визначити з умови динамічної рівноваги кривошипа динамічної моделі в припущенні $M_p^{36} = const$ і неврахованих, через їхню малість, моментах сил інерції, що діють на всі дода-

ткові ланки, крім махового колеса [4, с. 207, 208].

2.4 Синтез зубчастого передаточного механізму

Схеми привода виконавчого механізму й блокуючого контуру, розрахунки, формули та результати розрахунків на ПЕОМ приводяться в записці, графічні побудови – на аркуші 2 графічної частини проекту.

2.4.1 Синтез евольвентного зачеплення

Виходячи із зазначеної в завданні головної експлуатаційної умови роботи зачеплення, за блокуючим контуром (додаток Д) вибрати коефіцієнти зміщення ріжучого інструменту при нарізанні коліс; по спеціальній програмі за допомогою ПЕОМ визначити геометричні параметри зачеплення і його якісні показники – коефіцієнт торцевого перекриття й коефіцієнти питомого ковзання; у записці виконати перевіірочні розрахунки міжосьової відстані, відсутності підрізання, загострення зубів і відсутності інтерференції [5]. На кресленні побудувати в стандартному масштабі картину зачеплення, зобразивши по три зуба кожного з коліс, діаграми коефіцієнтів питомого ковзання в прямокутній та круговій (на робочих профілях зубів) системах координат. На картину зачеплення нанести робочу частину лінії зачеплення, робочі ділянки профілів зубів, робочі профілі в моменти початку і кінця зачеплення, дуги зачеплення по початкових колах, кути перекриття, кутові кроки й лінії зачеплення для обох можливих напрямків обертання коліс [6, с. 49...56]. Скласти й привести на кресленні таблицю геометричних параметрів зачеплення.

2.4.2 Синтез планетарного механізму

За номінальною частотою обертання ротора електродвигуна, заданій частоті обертання кривошипа й передаточному відношенню рядової ступені (ступенів) зубчастого передаточного механізму визначити необхідне передаточне відношення планетарного механізму. Отримане значення передаточного відношення округлити до цілого числа або до одного знака після коми. Відхилення прийнятого значення передаточного відношення від необхідного не повинне перевищувати 5%. Знайти крутний момент, який передається планетарним механізмом при крутному моменті на вхідній ланці (кривошипі) важільного механізму, що дорівнює більшому зі значень $M_{o.max}^{36}$ і $M_{зр}$. Вручну методом генеральних рівнянь чи методом співмножників, або по спеціальній програмі на ПЕОМ підібрати числа зубів планетарного меха-

нізму, точно відтворюючих прийняте передаточне відношення; для отриманих чисел зубів виконати перевірку основних умов синтезу – забезпечення передаточного відношення, співвісності, сусідства, складання й відсутності заклинювання [7]. Накреслити схему планетарного механізму разом з рядовою зубчастою парою (парами) передаточного механізму, побудувати для них картину лінійних швидкостей і план частот обертання, по якому знайти кутові швидкості й частоти обертання всіх ланок механізму. За планом частот обертання визначити передаточне відношення планетарного механізму й порівняти його із заданим. Скласти таблицю частот обертання ланок передаточного механізму й привести її на кресленні.

2.5 Синтез кулачкового механізму

Розрахунки виконуються в записці, графічні побудови – на аркуші 3 графічної частини проекту.

2.5.1 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

За відповідними формулами для заданих законів руху штовхача на фазах віддалення й наближення визначити максимальні значення аналогів швидкостей і прискорень штовхача, побудувати графіки його руху [1, с. 149...158; 8].

2.5.2 Визначення мінімального радіус-вектора профілю кулачка

Для кулачкових механізмів з роликівим штовхачем або роликівим коромислом графічно визначити мінімальний радіус-вектор центрального профілю кулачка з умови незаклинювання механізму в жодному з його положень як на фазі віддалення, так і на фазі наближення з використанням графіків руху штовхача $S = f(\varphi_1)$ і $\frac{ds}{d\varphi} = f'(\varphi_1)$ [1, с. 158...161; 8].

Для кулачкових механізмів з плоским (тарілчастим) штовхачем графічно визначити мінімальний радіус-вектор робочого профілю кулачка з умови його опуклості у всіх точках з використанням графіків руху штовхача

$$S = f(\varphi_1) \text{ і } \frac{d^2S}{d\varphi^2} = f''(\varphi_1) \text{ [1, с. 147... 149; 8].}$$

2.5.3 Побудова профілю кулачка

Використовуючи графічні побудови для визначення мінімального ра-

діус-вектора профілю кулачка, методом оберненого руху побудувати центровий профіль кулачка для механізмів з роликівим штовхачем і робочий – для механізмів із плоским штовхачем [1, с. 139...149; 8]. Для механізмів з роликівим штовхачем, за отриманим центровим профілем, вибрати радіус ролика, точно відтворюючий центровий профіль, і побудувати робочий профіль, еквідістантний центровому й віддалений від нього на відстані, що дорівнює радіусу ролика [1, с. 161...163; 8].

У додатку В наведені зразок пояснювальної записки й зразки аркушів графічної частини проекту.

3 ПИТАННЯ ДО ЗАХИСТУ КУРСОВОГО ПРОЕКТУ

Аркуш 1

- 1 Яке призначення машини, що проектується?
- 2 Як називається кожна ланка й кожна кінематична пара даного механізму?
- 3 Який рух виконує кожна ланка виконавчого механізму?
- 4 Як визначити рухомість даного механізму?
- 5 На що вказує рухомість механізму?
- 6 Які ланки даного механізму можуть бути обрані як початкові? Чому обрана саме ця ланка?
- 7 Яка узагальнена координата в даному механізмі?
- 8 Яка ланка даного механізму є вхідною?
- 9 Яке призначення виконавчого механізму машини?
- 10 Чому ви віднесли механізм до зазначеного класу?
- 11 Що дає знання класу, до якого відноситься механізм?
- 12 Як призначено напрямок обертання вхідної ланки виконавчого механізму? Чому не у зворотний бік?
- 13 Що розуміють під коефіцієнтом зміни середньої швидкості руху вихідної ланки й чому він повинен бути більше одиниці?
- 14 Напишіть і поясніть векторні рівняння швидкостей виконавчого механізму.
- 15 Що зміниться на плані швидкостей механізму, якщо змінити значення кутової швидкості його вхідної ланки?
- 16 Чому в обох крайніх положеннях механізму швидкість вихідної ланки дорівнює нулю?
- 17 Напишіть і поясніть векторні рівняння прискорень виконавчого механізму.
- 18 Як визначити кутову швидкість і кутове прискорення зазначеної

ланки за величиною й за напрямком?

19 Що розуміють під коефіцієнтом нерівномірності руху машини?

20 Чи може кривошип важільного механізму, який є його вхідною ланкою, обертатися рівномірно? У чому основні причини нерівномірності?

21 Який рух механізму називають усталеним?

22 Коли у циклових механізмів режим руху буде періодичним усталеним?

23 Яка прийнята динамічна модель машини?

24 Що таке зведений момент опору та з якої умови його знаходять?

25 Чому дорівнює потужність сили?

26 Чому дорівнює потужність моменту?

27 Чому при визначенні зведеного моменту опору не потрібно знати справжні швидкості?

28 Як виконати графічне інтегрування?

29 Як виконати графічне диференціювання?

30 Що таке зведений момент інерції механізму та з якої умови його знаходять?

31 Чому дорівнює кінетична енергія ланки при поступальному русі?

32 Чому дорівнює кінетична енергія ланки при обертальному русі?

33 Чому дорівнює кінетична енергія ланки при складному плоскому русі?

34 Як знайти приріст кінетичної енергії машини?

35 У чому причина зміни кінетичної енергії машини?

36 У чому полягає кінематичний ефект маховика?

37 Як змінюється момент інерції маховика при зміні місця його установки й збереженні того ж кінематичного ефекту?

38 Яка мета установки маховика?

39 Коли маховик не потрібний? Як ви це визначите?

40 Як визначити Даламберову силу інерції ланки за величиною і напрямком? До якої точки прикладена ця сила?

41 Як визначити значення й напрямок Даламберового інерційного моменту ланки?

42 Як урахується дія моменту на ланку при використанні метода М. Є. Жуковського?

Аркуш 2

1 Яку криву називають евольвентою кола?

2 У чому сутність виготовлення коліс методом обкатування?

- 3 Що розуміють під коефіцієнтом зміщення x ? Зміщення чого мається на увазі?
- 4 Які колеса називають нульовими, які нарізаними зі зміщенням?
- 5 Які колеса називають додатними, які від'ємними?
- 6 Які кола зубчастих коліс називають ділильними, основними, початковими?
- 7 Чому у окремо взятого зубчастого колеса не можна вказати початкове коло?
- 8 Що таке модуль m евольвентного колеса? По якому колу він має стандартне значення?
- 9 Що розуміють під явищем підрізання зубів? У яких випадках буває підрізання й як його уникнути?
- 10 Що являє собою блокуючий контур? Які лінії його обмежують?
- 11 Виходячи з яких умов обрані коефіцієнти зміщення різального інструменту для нарізування коліс евольвентної зубчастої пари?
- 12 Що таке лінія зачеплення зубчастої пари? Покажіть її на картині зачеплення.
- 13 Поясніть знаходження граничних точок активної частини лінії зачеплення?
- 14 Що характеризує коефіцієнт торцевого перекриття?
- 15 Як по картині зачеплення визначити значення коефіцієнта торцевого перекриття?
- 16 Як по картині зачеплення визначити радіуси кривизни сполучених профілів у контактних точках?
- 17 Що характеризують коефіцієнти питомого ковзання?
- 18 Показати на робочому профілі зуба другого колеса точку, сполучену до зазначеної.
- 19 Чому коефіцієнт перекриття бажано мати як можна більшим?
- 20 Визначте рухомість планетарного механізму.
- 21 Назвіть основні й додаткові умови синтезу планетарного механізму.
- 22 У чому сутність умов складання, співвісності й сусідства планетарного механізму?
- 23 Яка мета установки в планетарному механізмі декількох сателітів? Чому число сателітів бажано мати кратним 2 або 3?
- 24 Поясніть побудову картини лінійних швидкостей планетарного механізму?
- 25 Поясніть побудову плану кутових швидкостей планетарного механізму?
- 26 Як за допомогою плану кутових швидкостей визначити величину й знак передаточного відношення планетарного механізму?

27 На картині лінійних швидкостей покажіть положення миттєвих осей обертання всіх ланок планетарного механізму.

28 Визначте аналітично передаточне відношення планетарного механізму.

29 У чому суть методу оберненого руху?

30 Що являє собою обернений механізм даного планетарного механізму?

31 Як, використовуючи картину лінійних швидкостей, знайти швидкість зазначеної точки планетарного механізму?

Аркуш 3

1 Якого типу кулачковий механізм, що проектується?

2 З яких ланок і кінематичних пар складається кулачковий механізм? Назвіть їх.

3 Визначте рухомість кулачкового механізму.

4 Що розуміють під кутом тиску й кутом передачі руху?

5 З яких умов обрано мінімальний радіус-вектор центрального (робочого) профілю кулачка?

6 Покажіть кут передачі руху й кут тиску в даному положенні кулачкового механізму. Які обмеження накладені на значення цих кутів і чому?

7 Що розуміють під фазовими й профільними кутами кулачкового механізму?

8 Який вид замикання вищої пари «кулачок-штовхач» використаний у даному кулачковому механізмі?

9 Навіщо до складу кулачкового механізму вводять ролик?

10 Що таке аналоги швидкості й прискорення штовхача? Їхній зв'язок зі швидкістю й прискоренням штовхача. Яка розмірність аналогів?

11 Охарактеризувати закони руху штовхача з точки зору ударів. Що розуміють під цими ударами?

12 Як отримано радіус ролика? Чи можна вибрати його довільно?

13 Як побудовано профіль кулачка? Який метод проектування при цьому використано?

СПИСОК РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- 1 **Кіницький, Я. Т.** Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2002. – 454 с. – ISBN 966-7760-41-3.
- 2 Динамический синтез рычажного исполнительного механизма : методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ / сост. : В. А. Загудаев, Н. И. Кинденко. – Краматорск : ДГМА, 2005. – 60 с.
- 3 Силовой расчет плоских рычажных механизмов : методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ / сост. : В. А. Загудаев, С. Н. Зинченко, Н. И. Кинденко. – Краматорск : ДГМА, 2005.
- 4 **Кіницький Я. Т.** Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – К. : Наукова думка, 2002. – 662 с. – ISBN 966-00-0740-X.
- 5 Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів машинобудівних спеціальностей. Синтез евольвентного зубчастого зачеплення/ Укл.: В.О.Загудаєв, Н.В.Чоста, В.Є.Шолєнінов. – Краматорськ: ДДМА, 2007. – 60 с.
- 6 Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. А. С. Кореняко. – Киев : Вища школа, 1970. – 328 с.
- 7 Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Синтез планетарних механізмів / Укл.: С.М. Зінченко, В.Є. Шолєнінов, Н.В. Чоста. – Краматорськ: ДДМА, 2005. – 28 с.
- 8 Динамический синтез кулачковых механизмов : методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ / сост. : В. Ф. Дудко, Н. П. Малеева. – Краматорск : КИИ, 1981. – 38 с.

ДОДАТОК А

Основні формули теоретичної механіки, які необхідні для вивчення курсу теорії механізмів і машин

Прямолинійний рух	Обертальний рух
<p>1. Швидкість (лінійна)</p> $V = \frac{ds}{dt}. \quad (1)$ <p>Під час рівномірного руху</p> $V = \frac{s}{t} = const. \quad (2)$	<p>1. Кутова швидкість</p> $\omega = \frac{d\varphi}{dt}. \quad (3)$ <p>Кутова швидкість може бути виражена частотою обертання $n, хв^{-1}$:</p> $\omega = \frac{\pi n}{30}. \quad (4)$ <p>Колова швидкість точки</p> $V = \omega R, \quad (5)$ <p>де R – відстань точки до центра обертання, $м$.</p> <p>Під час рівномірного обертання</p> $V = \frac{\pi n R}{30} = const, \quad (6)$ <p>де R – радіус деталі, яка обертається, $м$; n – частота обертання, $хв^{-1}$.</p>
<p>2. Прискорення (лінійне)</p> $a = \frac{dV}{dt} = \frac{d^2 s}{dt^2}. \quad (7)$ <p>Прискорення вільного падіння</p> $g = 9,81 м/с^2. \quad (8)$	<p>2. Кутове прискорення</p> $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2 \varphi}{dt^2}. \quad (9)$ <p>Нормальне (доцентрове) прискорення</p> $a^n = \omega^2 R = \frac{V^2}{R}, \quad (10)$ <p>де V — колова швидкість.</p> <p>Дотичне (тангенціальне) прискорення</p> $a^\tau = \varepsilon R = \frac{dV}{dt}. \quad (11)$ <p>Повне прискорення</p> $\bar{a} = \bar{a}^n + \bar{a}^\tau. \quad (12)$ $a = \sqrt{(a^n)^2 + (a^\tau)^2} = R\sqrt{\omega^4 + \varepsilon^2}. \quad (13)$ <p>Поворотне (коріолісове) прискорення</p> $a^k = 2\omega V^r. \quad (14)$ <p>Відносне прискорення</p> $a^r = \frac{dV^r}{dt}. \quad (15)$
<p>3. Сила F – причина руху та опору руху.</p>	<p>3. Статичний момент сили (момент пари сил)</p> $M = FR. \quad (16)$

Продовження додатка А

Прямолінійний рух	Обертальний рух
<p>4. Робота</p> $A = \int F \cos \alpha \, ds. \quad (17)$ <p>При $F = \text{const}$ і збігу напрямів сили F і переміщення s точки прикладання сили</p> $A = Fs. \quad (18)$	<p>4. Робота</p> $A = \int M d\varphi. \quad (19)$ <p>При $M = \text{const}$</p> $A = M\varphi. \quad (20)$ <p>Робота за один оберт</p> $A = 2\pi M. \quad (21)$
<p>5. Потужність</p> $P = FV. \quad (22)$	<p>5. Потужність</p> $P = M\omega. \quad (23)$
<p>6. Маса m – міра інертності тіла в поступальному русі.</p>	<p>6. Момент інерції тіла – міра інертності тіла при обертальному русі</p> $J = \int R^2 dm. \quad (24)$
<p>7. Сила інерції</p> $\bar{F}_{in} = -m\bar{a} = -\frac{G}{g}\bar{a}. \quad (25)$ <p>Сила тяжіння</p> $G = mg. \quad (26)$	<p>7. Статичний момент від дотичних сил інерції (момент сил інерції)</p> $\bar{M}_{in} = -J\bar{\varepsilon}. \quad (27)$
<p>8. Кінетична енергія</p> $T = \frac{mV^2}{2}. \quad (28)$	<p>8. Кінетична енергія</p> $T = \frac{J\omega^2}{2}. \quad (28)$
<p>9. Кількість руху</p> $K = mV. \quad (30)$	<p>9. Момент кількості руху</p> $L = KR = mVR = J\omega. \quad (31)$
<p>10. Імпульс сили при $F = \text{const}$</p> $s = Ft. \quad (32)$	<p>10. Момент імпульсу сили при сталих F або M</p> $M_s = FtR = Mt \quad (33)$

ДОДАТОК Б

Таблиця переводу одиниць МКГСС (технічної) в одиниці МКС (СІ)

Найменування	Позначення	Одиниця		Переведення
		МКГСС	СІ	
Довжина	l або s	м	м	Розміри збігаються
Час	t	с	с	Те саме
Сила	F або G	кгс	кг·м/с ² =Н	1 кгс=9,81 Н
Момент пари сил	M	кгс·м	Н·м=Дж	1 кгс·м=9,81 Дж
Маса	m	кгс·с ² /м	кг	1 кгс·с ² /м=9,81 кг
Момент інерції (динамічний)	J	кгс·м·с ²	кг·м ²	1 кгс·м·с ² =9,81 кг·м ²
Швидкість	V	м/с	м/с	Розміри збігаються
Частота обертання (число обертів за секунду)	n	Гц=1/с	Гц=1/с	Те саме
Кутова швидкість	ω	рад/с	рад/с	Те саме
Прискорення	a	м/с ²	м/с ²	Те саме
Кутове прискорення	ε	рад/с ²	рад/с ²	Те саме
Робота (енергія)	A (T)	кгс·м	Дж=Н·м	1 кгс·м=9,81 Дж
Потужність	P або W	кгс·м/с	Вт=Дж/с	1 кгс·м/с=9,81 Вт
Кількість руху (імпульс сили)	K або S	кгс·с	кг·м/с=Н·с	1 кгс·с=9,81 Н·с
Момент кількості руху (момент імпульсу)	L або M_S	кгс·м·с	кг·м ² /с	1 кгс·м·с=9,81 кг·м ² /с

ДОДАТОК В

Зразки пояснювальної записки й аркушів графічної частини курсowego проекту

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Кафедра ОПМ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до курсowego проекту
з дисципліни «Теорія механізмів і машин»

Тема проекту: *Проектування механізмів
поперечно-стругального верстата*

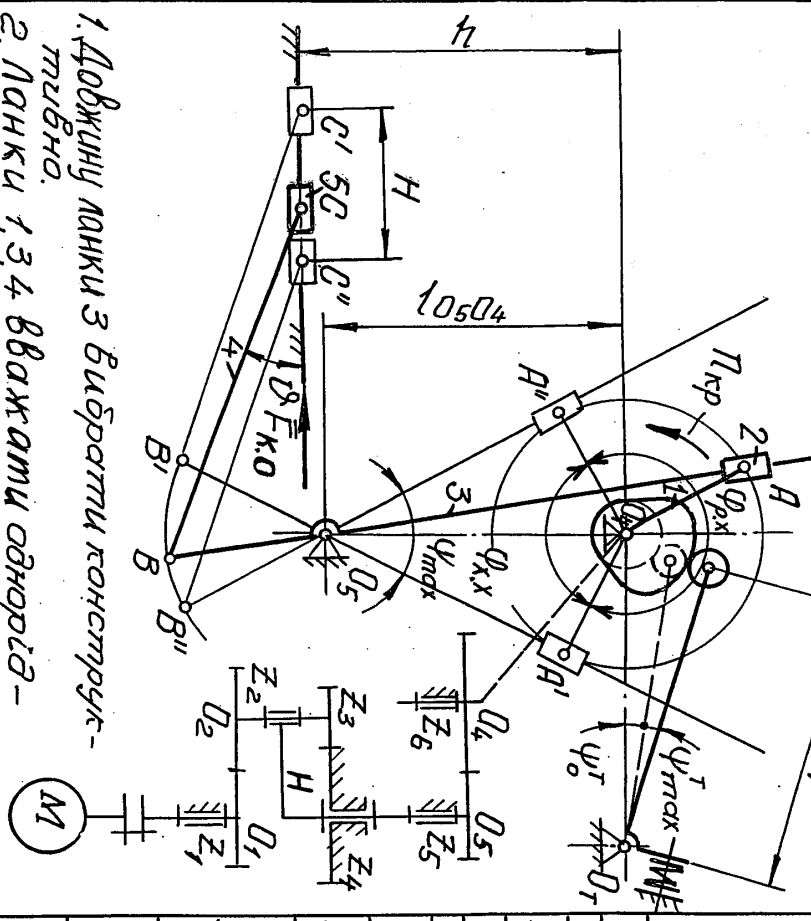
Проект виконав: *студент гр. ТМ 20-1
Іванов П. І.*

Консультант: *Петров І. П.*

Аркушів:
*креслень – 3
записки – 43*

Краматорськ 2021

Механізм поперечно-стругальнового верстата



1. Довжини ланки з вибрати конструктивно.
2. Ланки 1,3,4 вважати однорідними танталу стружками.

Завдання на курсовий проект з ТММ.

Студенту вр. _____ Видів _____
Варіант _____ С. М. Зіменко

Вихідні дані

Аркуш 1. Динамічний синтез машини.

l_{04A}	l_{0405}	l_{058}	l_{80}	λ	H	$[\varphi_{45}]$	φ_{max}	φ_{ax}	$\lambda_{кр}$
						град.		λ_{B-1}	
визн.	364	визн.	визн.	420	200	30	визн.	1,65	75
m_1	m_3	m_4	m_2	m_5	$F_{к.о.}$	H	λ_{B-1}		$[\delta]$
$m_1 = \rho l_1$	$\rho = 0,1 \text{ ккал/мм}^3$	25	35	4400	750	1/30			

Аркуш 2. Синтез з'єднання передаточного механізму.

Z_5	Z_6	m_{56}	α_{m56}	λ_{56}	λ_{in}	λ	$m_{12-13-4}$
12	17	6,5	визн.	визн.	визн.	3	визнач.

коэффициєнти зміщення відомі з умови забезпечення максимальної контактної міцності згід з умови при $\sigma = 1,2$

Аркуш 3. Синтез кулачкового механізму.

φ_8	$\varphi_{дв}$	$\varphi_{ш}$	φ_{58}	$\varphi_{тот}$	φ_8	$[\mu]$	L_T	Закони руху шт.
							мм	віддал.
105	95	90	70	30	32	60	110	синус.
Зорієк	Виконання	Аркуш 1	Аркуш 2	Аркуш 3	Закон			
проекту	проекту							

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» містить 43 арк., 4 таблиці, 5 рисунків, 9 джерел.

Об'єкт дослідження – поперечно-стругальний верстат.

Мета роботи: спроектувати й дослідити механізми поперечно-стругального верстата.

У проекті виконано динамічний синтез верстата; метричний синтез, структурний і кінематичний аналіз важільного виконавчого механізму; синтез зубчастого передаточного й кулачкового механізмів: визначені відсутні розміри кінематичної схеми виконавчого механізму, зведений до кривошипа момент інерції махового колеса, що забезпечує допустиму нерівномірність руху, інерційні навантаження на ланки й дійсний закон руху вхідної ланки; за допомогою ПЕОМ виконано розрахунок геометричних параметрів й якісних показників ступенів редуктора; графічно отримані центровий і робочий профілі кулачка кулачкового механізму.

Графічна частина курсового проекту включає:

- динамічний синтез машини (1 арк. А1);
- синтез зубчастого передаточного механізму (1 арк. А1);
- синтез кулачкового механізму (1 арк. А1).

КРИВОШИП, ШВИДКІСТЬ, ПРИСКОРЕННЯ, СИЛИ ІНЕРЦІЇ, ЕЛЕКТРОДВИГУН, МАХОВИК, КОЛЕСО ЗУБЧАСТЕ, МОДУЛЬ, ВОДИЛО, САТЕЛІТ, КУЛАЧОК, ШТОВХАЧ.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк.
Вип.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		3

ЗМІСТ

Вступ	6
1 Структурний аналіз важільного виконавчого механізму	7
2 Метричний синтез і побудова планів положень важільного виконавчого механізму	8
3 Динамічний синтез машини	10
3.1 Побудова планів швидкостей. Визначення лінійних і кутових швидкостей точок і ланок важільного виконавчого механізму	12
3.2 Визначення значень зведеного моменту опору й вибір електродвигуна	13
3.3 Визначення значень зведеного моменту інерції ланок важільного виконавчого механізму	16
3.4 Визначення зведеного моменту інерції махового колеса	18
3.5 Побудова планів прискорень. Визначення лінійних і кутових прискорень точок і ланок важільного виконавчого механізму	20
3.6 Визначення сил тяжіння й інерційних навантажень на ланки	24
3.7 Визначення зрівноважувального моменту на кривошипі	25
3.8 Визначення закону руху машини	26
4 Синтез зубчастого передаточного механізму	28
4.1 Синтез евольвентного зачеплення	28
4.1.1 Вхідні параметри синтезу й вибір коефіцієнтів зміщення різального інструменту	28
4.1.2 Розрахунок геометричних параметрів й якісних показників зачеплення	29
4.1.3 Перевірочні розрахунки	33
4.1.4 Побудова картини зачеплення й діаграм коефіцієнтів питомого ковзання	34

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>						
<i>Вип.</i>	<i>Арк.</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>	<i>Проектування механізмів поперечно-стругального верстата</i>						
<i>Розроб.</i>		<i>Іванов П.І.</i>							<i>Літ.</i>	<i>Аркуш</i>	<i>Аркушів</i>
<i>Перевір.</i>		<i>Петров І.П.</i>							4	43	
<i>Н. контр.</i>									<i>ДДМА гр. ТМ 20-1</i>		
<i>Затверд.</i>											

4.2 Синтез планетарного механізму	34
4.2.1 Розрахунок вхідних параметрів синтезу	34
4.2.2 Розрахунок чисел зубів коліс механізму	36
4.2.3 Перевірка виконання основних умов синтезу	36
4.2.4 Креслення схеми механізму й діаграм лінійних і кутових швидкостей	38
5 Синтез кулачкового механізму	40
5.1 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача	40
5.2 Визначення мінімального радіус-вектора центрового профілю кулачка	41
5.3 Побудова центрового й робочого профілів кулачка	42
Список літератури	43

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	<i>Арк</i>
<i>Вип.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		5

ВСТУП

Поперечно-стругальні верстати призначені для обробки поверхонь струганням.

Вихідною ланкою механізму є повзун 5, що несе на собі супорт із різцем. Основний виконавчий механізм, що служить для приведення ланки 5 у зворотно-поступальний рух, являє собою важільний механізм, що складається з найпростішого кулісного механізму із приєднаною до нього двохповідковою групою другого виду. Застосування кулісного механізму забезпечує знижену швидкість вихідної ланки на робочому ході й збільшену на холостому, що дає більш високу якість різання й продуктивність верстата.

Рух кривошип виконавчого механізму одержує від електродвигуна через коробку швидкостей, що має планетарну й непланетарну ступені. Розглянута в проекті схема привода, що має постійне передаточне відношення, відображує одну з позицій коробки швидкостей.

Принцип роботи верстата такий.

При поступальному русі повзуна 5 на робочому ході різець знімає стружку, на холостому ході – повертається у початкове положення. Різець у вертикальному напрямку переміщується вручну, що дозволяє встановити його на певну глибину різання. Деталь, що обробляється, встановлюється на столі, переміщення якого в напрямку перпендикулярному руху різця здійснюється на холостому ході за допомогою кулачкового механізму. Під час робочого ходу стіл нерухомий.

У проекті виконані:

- метричний, кінематичний та динамічний синтез верстата: визначені кінематичні розміри ланок важільного виконавчого механізму, обраний електродвигун, визначений момент інерції махового колеса, що забезпечує допустиму нерівномірність руху машини, знайдені інерційні навантаження на ланки й закон руху вхідної ланки;
- синтез ступінчатого зубчастого передаточного механізму, вихідні параметри якого визначені за допомогою ПЕОМ;
- синтез кулачкового механізму.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		6

1 СТРУКТУРНИЙ АНАЛІЗ ВАЖІЛЬНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ

Розглянутий важільний виконавчий механізм складається із шести ланок: стояка 0, кривошипа 1, кулісного каменя 2, куліси 3, шатуна 4 і повзуна 5 (див. завдання на курсовий проект).

Рухомість механізму визначимо за формулою П. Л. Чебишева:

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

де $n=5$ – число рухомих ланок механізму;

$p_5 = 7$ – число кінематичних пар V класу;

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

Оскільки рухомість механізму $W=1$, він повинен мати одну вхідну ланку – кривошип 1.

Розкладемо виконавчий механізм на механізм I класу і структурні групи Ассура (рис. 1.1).

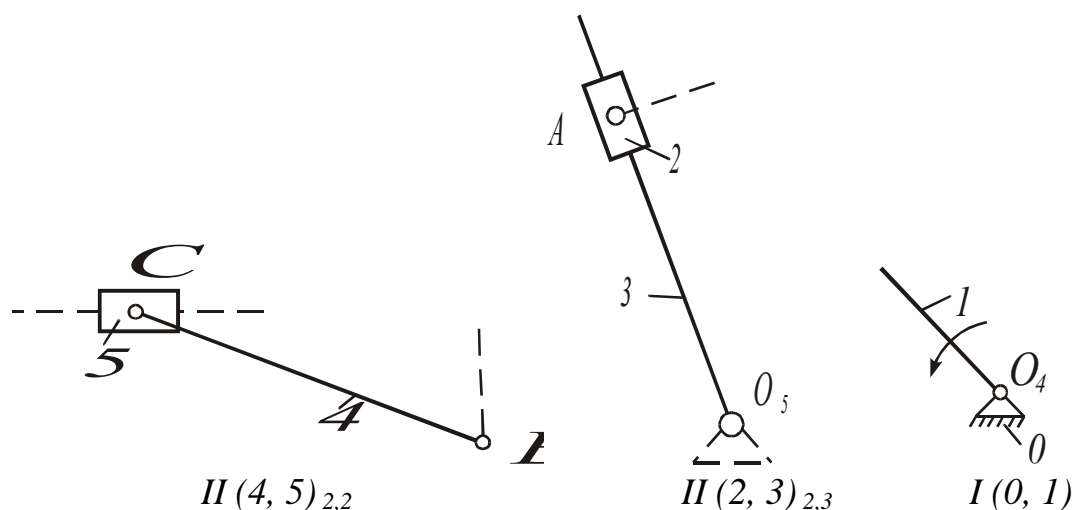


Рисунок 1.1 – Елементи структурної схеми важільного механізму

Даний механізм відноситься до другого класу, тому що містить структурні групи тільки другого класу.

Формула будови механізму:

$$I(0,1) \rightarrow II(2,3)_{2,3} \rightarrow II(4,5)_{2,2}.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		7

2 МЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ І ПОБУДОВА ПЛАНІВ ПОЛОЖЕНЬ ВАЖІЛЬНОГО ВИКОНАВЧОГО МЕХАНІЗМУ

Вхідними параметрами метричного синтезу є:

– хід повзуна 5: $H = 200$ мм;

– відстань між центрами обертання кривошипа 1 і куліси 3:

$$l_{O_4O_5} = 364 \text{ мм};$$

– відстань від центра обертання кривошипа до напрямної повзуна 5: $h = 420$ мм;

– допустимий кут тиску шатуна 4 на повзун 5: $[\vartheta_{45}] = 30^\circ$;

– коефіцієнт зміни середньої швидкості вихідної ланки:

$$k = 1,65.$$

За заданими вхідними параметрами й принциповою схемою визначимо відсутні розміри кінематичної схеми важільного механізму, для чого розглянемо його крайні положення (рис. 2.1).

Кут повороту куліси 3

$$\psi_{3max} = \theta = 180^\circ \cdot \frac{k-1}{k+1} = 180^\circ \cdot \frac{1,65-1}{1,65+1} = 44,2^\circ. \quad (2.1)$$

З $\Delta O_4O_5A'$ довжина кривошипа 1

$$l_{O_4A} = l_{O_4O_5} \sin \frac{\psi_{3max}}{2} = 364 \cdot \sin \frac{44,2^\circ}{2} = 137 \text{ мм}. \quad (2.2)$$

Приймаємо $l_{O_4A} = 138$ мм.

З $\Delta O_5B'K$ довжина ділянки l_{O_5B} куліси 3

$$l_{O_5B} = \frac{H}{2 \sin \frac{\psi_{3max}}{2}} = \frac{200}{2 \sin \frac{44,2^\circ}{2}} = 266 \text{ мм}. \quad (2.3)$$

Повна довжина куліси 3

$$l_3 = l_{O_5B} + l_{O_4O_5} + l_{O_4A} + a = 266 + 364 + 138 + 62 = 830 \text{ мм}.$$

Розмір $a = 62$ мм приймаємо конструктивно.

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		8

Приймаємо $l_{BC} = 420 \text{ мм}$.

Кути повороту кривошипа за робочий і холостий ходи:

$$\varphi_{Iр.х} = 180^\circ + \theta = 180^\circ + 44,2^\circ = 224,2^\circ;$$

$$\varphi_{Iх.х} = 180^\circ - \theta = 180^\circ - 44,2^\circ = 235,8^\circ.$$

На аркуші 1 графічної частини проекту в масштабі $M 1:2,5$ ($\mu_l = 0,0025 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$) методом засічок будуюмо плани положень важільного виконавчого механізму, для чого кутовий хід кривошипа 360° від початку робочого ходу (положення 0) ділимо з нумерацією в напрямку його обертання на вісім рівних частин. Крайнє положення, що відповідає кінцю робочого ходу, нумеруємо 4'.

3 ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ МАШИНИ

Див. аркуш 1 графічної частини проекту.

Виконаємо динамічний синтез верстата, вихідними параметрами якого будуть: необхідний для забезпечення допустимої нерівномірності руху момент інерції махового колеса, динамічні (інерційні) навантаження на ланки й алгоритм визначення закону руху кривошипа важільного виконавчого механізму із числовим прикладом для заданого положення [1, 2, 3].

Вхідними параметрами динамічного синтезу є:

- кінематичні розміри ланок (див. розділ 2);
- маси ланок:

$$m_1 = \rho l_{O_4A} = 0,1 \cdot 138 = 13,8 \text{ кг};$$

$$m_2 = 25 \text{ кг};$$

$$m_3 = \rho l_3 = 0,1 \cdot 830 = 83 \text{ кг};$$

$$m_4 = \rho l_{BC} = 0,1 \cdot 420 = 42,0 \text{ кг};$$

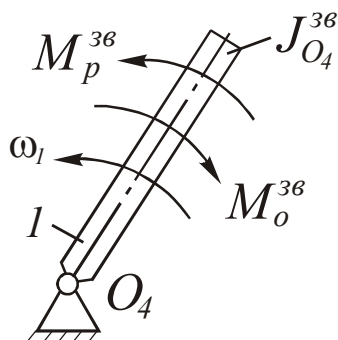
$$m_5 = 35 \text{ кг},$$

де $\rho = 0,1 \text{ кг/мм}$ – погонна маса ланок 1, 3, 4;

- сила корисного опору $F_{к.о} = 4400 \text{ Н}$;
- середня частота обертання кривошипа $n_{кр} = 75 \text{ хв}^{-1}$;
- допустимий коефіцієнт нерівномірності руху машини $[\delta] = 1/30$.

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
						10
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Замінімо розглянуту машину еквівалентною їй динамічною моделлю (рис. 3.1), для чого маси (точніше інертності) всіх її ланок і всі діючі на них сили й моменти зведемо до кривошипа 1, який приймемо за ланку зведення.



M_o^{36} – зведений момент сил опору; M_p^{36} – зведений момент рушійних сил; $J_{O_4}^{36}$ – зведений момент інерції

Рисунок 3.1 – Схема динамічної моделі машини

Будемо вважати, що $J_{O_4}^{36}$ складається із зведеного моменту інерції мас ланок важільного виконавчого механізму J_l^{36} і зведеного моменту інерції додаткових мас $J_{доd}^{36}$ (мас всіх інших ланок машини, включаючи ротор двигуна й махове колесо).

M_o^{36} і J_l^{36} залежать від положення механізму й не залежать від закону руху його вхідної ланки (не залежать від ω_l). Значення M_o^{36} і J_l^{36} , які дозволяють вирішити поставлені завдання динамічного синтезу, можна одержати трьома способами: аналітично з використанням перших передаточних функцій (аналогів швидкостей), за допомогою планів можливих швидкостей і через відповідні лінійні й кутові швидкості при довільному значенні ω_l . З метою одночасного одержання досить достовірної картини кінематики виконавчого механізму, використаємо третій варіант, прийнявши $\omega_l = const = \omega_{lcp}$, тому що дійсні швидкості відрізняються від своїх середніх значень не більш, ніж на

$$0,5[\delta] \cdot 100\% = \frac{0,5 \cdot 1 \cdot 100}{30} = 1,7\%.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		11

Середня кутова швидкість кривошипа, що відповідає кутовій швидкості ротора двигуна при середньому навантаженні на нього:

$$\omega_{1cp} = \frac{\pi n_{кр}}{30} = \frac{3,14 \cdot 75}{30} = 7,85 \frac{рад}{с}.$$

3.1 Побудова планів швидкостей. Визначення лінійних і кутових швидкостей точок і ланок важільного виконавчого механізму

Швидкість кінця кривошипа

$$V_{A_{1,2}} = \omega_1 l_{O_4A} = 7,85 \cdot 0,138 = 1,08 \frac{м}{с}.$$

Для побудови планів швидкостей виконавчого механізму вирішимо графічно системи векторних рівнянь, що зв'язують невідомі швидкості внутрішніх точок структурних груп механізму з відомими швидкостями крайніх.

Зазначені векторні рівняння для структурних груп розглянутого механізму (див. рис. 1.1 і рис. 2.1) мають вигляд:

$$\text{група II (2, 3)}_{2,3}: \underbrace{\bar{V}_{A_3}}_{\perp O_5A} = \underbrace{\bar{V}_{A_{12}}}_{\perp O_4A} + \underbrace{\bar{V}_{A_3A_{12}}}_{// O_5A}; \quad (3.1)$$

$$\text{група II (4, 5)}_{2,2}: \underbrace{\bar{V}_C}_{// x-x} = \underbrace{\bar{V}_B}_{\perp O_5B} + \underbrace{\bar{V}_{CB}}_{\perp CB}. \quad (3.2)$$

Точку b на плани швидкостей наносимо, виходячи із властивості подібності планів швидкостей:

$$\frac{(pb)}{(pa_3)} = \frac{(O_5B)}{(O_5A)} \Rightarrow (pb) = (pa_3) \frac{(O_5B)}{(O_5A)}.$$

Плани швидкостей будуємо для всіх розглянутих положень механізму при масштабному коефіцієнті:

$$\mu_V = \frac{V_{A_{1,2}}}{(pa_{1,2})} = \frac{1,08}{72} = 0,015 \frac{м}{с \cdot мм}.$$

На побудовані плани швидкостей наносимо точки, що відповідають центрам мас ланок. За завданням центри мас ланок 1, 3 і 4 знаходяться посередині ланок, S_2 збігається з $A_{1,2}$, S_5 знаходиться в точці C .

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		12

Використовуючи побудовані плани швидкостей, знаходимо лінійні швидкості точок і кутові швидкості ланок. Наприклад, для заданого положення 3:

$$V_{A_3} = (pa_3)\mu_V = 69,5 \cdot 0,015 = 1,04 \frac{M}{c};$$

$$V_B = (pb)\mu_V = 38 \cdot 0,015 = 0,57 \frac{M}{c},$$

$$\text{де } (pb) = (pa_3) \frac{(O_5B)}{(O_5A)} = 69,5 \cdot \frac{106,4}{196} = 38 \text{ мм};$$

$$V_C = V_{S_5} = (pc)\mu_V = 34 \cdot 0,015 = 0,51 \frac{M}{c};$$

$$V_{S_1} = 0,5 \cdot V_{A_{1,2}} = 0,5 \cdot 1,08 = 0,54 \frac{M}{c};$$

$$V_{S_3} = \omega_3 l_{O_5S_3} = 2,14 \cdot 0,149 = 0,32 \frac{M}{c};$$

$$V_{S_4} = (ps_4)\mu_V = 36 \cdot 0,015 = 0,54 \frac{M}{c},$$

$$\text{де } \omega_2 = \omega_3 = \frac{V_B}{l_{O_5B}} = \frac{0,57}{0,266} = 2,14 \frac{\text{рад}}{c};$$

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{0,09}{0,420} = 0,214 \frac{\text{рад}}{c},$$

$$\text{де } V_{CB} = (bc)\mu_V = 6 \cdot 0,015 = 0,09 \frac{M}{c}.$$

Аналогічні розрахунки виконуємо для всіх інших положень механізму. Результати розрахунків зводимо в табл. 3.1.

3.2 Визначення значень зведеного моменту опору й вибір електродвигуна

До сил опору будемо відносити тільки силу корисного (виробничого) опору (силами тяжіння ланок, силами тертя й іншими зневажаємо). При цьому

$$M_o^{36} = M_o^{36},$$

де M_{ko}^{36} – зведений момент сили корисного опору.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		13

Величину $M_{\text{ко}}^{36}$ визначимо з рівності миттєвих потужностей зведеного й зводимого силових факторів:

$$P_{M_{\text{ко}}^{36}} = P_{F_{\text{ко}}} ;$$

$$M_{\text{ко}}^{36} \omega_1 = F_{\text{ко}} V_C \cos(\overline{F_{\text{ко}}}, \overline{V_C}) ;$$

$$M_{\text{ко}}^{36} = \frac{F_{\text{ко}} V_C \cos 180^\circ}{\omega_1} = -F_{\text{ко}} \frac{V_C}{\omega_1} . \quad (3.3)$$

Наприклад, для положення 3 за формулою (3.3):

$$M_{\text{ко}}^{36} = -F_{\text{ко}} \frac{V_C}{\omega_1} = -4400 \cdot \frac{0,51}{7,85} = -286 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Значення $M_{\text{ко}}^{36}$, отримані аналогічно для всіх інших положень механізму, зводимо в табл. 3.1.

За отриманим даними будуємо графік $M_o^{36} = M_{\text{ко}}^{36} = f(\varphi_1)$ при

$$\mu_M = \frac{M_{o.\text{max}}^{36}}{(M_{o.\text{max}}^{36})} = \frac{331}{66,2} = 5,0 \frac{\text{Н}\cdot\text{м}}{\text{мм}} ;$$

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{(0-8)} = \frac{6,28}{157} = 0,04 \frac{\text{рад}}{\text{мм}} .$$

Інтегруючи графічно графік $M_o^{36} = f(\varphi_1)$ при полюсній відстані $H = 50 \text{ мм}$, будуємо графік роботи сил опору $A_o = f(\varphi_1)$. При цьому

$$\mu_A = \mu_M \mu_\varphi H = 5,0 \cdot 0,04 \cdot 50 = 10 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}} .$$

Умовно приймемо рушійний момент, що розвивається електродвигуном, $M_p = \text{const}$. При цьому й $M_p^{36} = \text{const}$, тому що зубчастий механізм, що передає обертання від електродвигуна до кривошипа, має постійне передаточне відношення.

Виходячи із зазначеного припущення, будуємо графік роботи рушійних сил у вигляді похилої прямої, що проходить через точки з координатами $(\varphi_1 = 0; A_p = 0)$ і $(\varphi_1 = 2\pi; A_p = -A_o)$, тому що для механізмів періодичного руху за цикл робота рушійних сил дорівнює роботі сил опору.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
						14
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

Графічно диференціюючи отриманий графік $A_p = f(\varphi_1)$ при обраній раніше полюсній відстані $H = 50 \text{ мм}$, будуємо графік $M_p^{36} = f(\varphi_1)$, що являє собою пряму лінію, паралельну осі φ_1 . При цьому

$$M_p^{36} = h \cdot \mu_M = 27 \cdot 5 = 135 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

де $h = 27 \text{ мм}$ – ордината графіка $M_p^{36} = f(\varphi_1)$.

Необхідна потужність на валу кривошипа:

$$P_1 = M_p^{36} \omega_1 = 135 \cdot 7,85 = 1060 \text{ Вт}.$$

Необхідна потужність на валу електродвигуна:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_1}{\eta} = \frac{1060}{0,92} = 1150 \text{ Вт} = 1,15 \text{ кВт},$$

де $\eta = 0,92$ – коефіцієнт корисної дії передавального механізму від двигуна до кривошипа.

За каталогом електродвигунів [4] вибираємо асинхронний електродвигун з найближчим більшим значенням номінальної потужності й заданою синхронною частотою обертання ротора $n_{\text{дв.с}} = 750 \text{ хв}^{-1}$.

Характеристики електродвигуна:

- тип двигуна – 4A100L8B3;
- номінальна потужність $P_{\text{дв}} = 1,5 \text{ кВт}$;
- номінальна частота обертання ротора $n_{\text{дв}} = 700 \text{ хв}^{-1}$;
- маховий момент ротора двигуна $GD^2 = 5,2 \cdot 10^{-2} \text{ кг}\cdot\text{м}^2$.

При цьому момент інерції ротора двигуна:

$$J_{\text{рот}} = \frac{GD^2}{4} = \frac{5,2 \cdot 10^{-2}}{4} = 0,013 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ док.ум.	Підпис	Дата		15

3.3 Визначення значень зведеного моменту інерції ланок важільного виконавчого механізму

Значення J_L^{36} визначимо з умови рівності кінетичних енергій зведеної й зводимих мас.

$$T_{зв.м} = T_1 + T_2 + T_3 + T_4 + T_5, \quad (3.4)$$

$$\text{де } T_{зв.м} = \frac{J_L^{36} \omega_1^2}{2};$$

$$\left\{ \begin{array}{l} T_1 = \frac{J_{1O_4} \omega_1^2}{2}; \\ T_2 = \frac{m_2 V_{S_2}^2}{2} + \frac{J_{2S_2} \omega_2^2}{2} \approx \frac{m_2 V_{S_2}^2}{2} = \frac{m_2 V_{A_{1,2}}^2}{2}; \\ T_3 = \frac{J_{3O_5} \omega_3^2}{2}; \\ T_4 = \frac{m_4 V_{S_4}^2}{2} + \frac{J_{4S_4} \omega_4^2}{2}; \\ T_5 = \frac{m_5 V_C^2}{2}, \end{array} \right. \quad (3.5)$$

де J_{1O_4} , J_{3O_5} – моменти інерції ланок 1 і 3 щодо осей їхнього обертання;

J_{4S_4} , J_{2S_2} – центральні моменти інерції ланок 2 і 4.

$$J_{1O_4} = \frac{m_1 l_{O_4 A}^2}{3} = \frac{13,8 \cdot 0,138^2}{3} = 0,088 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$J_{2S_2} = \int_m \rho^2 dm \approx 0$ – через малість розмірів кулісного каменя;

$$J_{3O_5} = J_{3S_3} + m_3 l_{O_5 S_3}^2 = 4,76 + 83 \cdot 0,149^2 = 6,60 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$\text{де } J_{3S_3} = \frac{m_3 l_3^2}{12} = \frac{83 \cdot 0,83^2}{12} = 4,76 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{4S_4} = \frac{m_4 \cdot l_{BC}^2}{12} = \frac{42 \cdot 0,420^2}{12} = 0,617 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		16

З (3.4) і (3.5) маємо:

$$J_{л}^{36} = J_1^{36} + J_2^{36} + J_3^{36} + J_4^{36} + J_5^{36}, \quad (3.6)$$

де

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1^{36} = J_{I_{O_4}} = 0,088 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ J_2^{36} = m_2 \left(\frac{V_{A_{1,2}}}{\omega_1} \right)^2 = \frac{25}{7,85^2} V_{A_{1,2}}^2 = 0,406 \cdot 1,08^2 = 0,474 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ J_3^{36} = J_{3_{O_5}} \left(\frac{\omega_3}{\omega_1} \right)^2 = \frac{J_{3_{O_5}}}{\omega_1^2} \omega_3^2 = \frac{6,60}{7,85^2} \omega_3^2 = 0,107 \cdot \omega_3^2; \\ J_4^{36} = m_4 \left(\frac{V_{S_4}}{\omega_1} \right)^2 + J_{4_{S_4}} \left(\frac{\omega_4}{\omega_1} \right)^2 = \frac{42,0}{7,85^2} V_{S_4}^2 + \frac{0,617}{7,85^2} \omega_4^2 = 0,681 \cdot V_{S_4}^2 + 0,01 \cdot \omega_4^2; \\ J_5^{36} = m_5 \left(\frac{V_C}{\omega_1} \right)^2 = \frac{35}{7,85^2} V_C^2 = 0,568 \cdot V_C^2. \end{array} \right. \quad (3.7)$$

Наприклад, для положення 3 за формулами (3.6) і (3.7) знаходимо:

$$J_1^{36} = 0,088 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_2^{36} = 0,474 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_3^{36} = 0,107 \cdot \omega_3^2 = 0,107 \cdot 2,14^2 = 0,490 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_4^{36} = 0,681 \cdot V_{S_4}^2 + 0,01 \cdot \omega_4^2 = 0,681 \cdot 0,54^2 + 0,01 \cdot 0,214^2 = 0,198 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_5^{36} = 0,568 \cdot V_C^2 = 0,568 \cdot 0,51^2 = 0,148 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{л}^{36} = J_1^{36} + J_2^{36} + J_3^{36} + J_4^{36} + J_5^{36} = 0,088 + 0,474 + 0,490 + 0,198 + 0,148 = 1,40 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Аналогічно одержуємо значення $J_{л}^{36}$ для всіх інших положень механізму. Результати розрахунків зводимо в табл. 3.1 і будуємо графік $J_{л}^{36} = f(\varphi_1)$ при

$$\mu_J = \frac{J_{л_{max}}^{36}}{(J_{л_{max}}^{36})} = \frac{3,364}{134,5} = 0,025 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}};$$

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{(0-8)} = \frac{6,28}{154} = 0,04 \frac{\text{рад}}{\text{мм}}.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ док.ум.	Підпис	Дата		17

3.4 Визначення зведеного моменту інерції махового колеса

$J_{м.к}^{зв}$ будемо визначати за методом енергомас [1, 3].

Знаходимо для розглянутих положень механізму значення приросту кінетичної енергії машини $\Delta T = A_p - A_o$. Для цього різницю ординат графіків $A_p = f(\varphi_I)$ і $A_o = f(\varphi_I)$ множимо на масштабний коефіцієнт їхньої побудови μ_A . Результати зводимо в табл. 3.1 і будуємо за ними графік $\Delta T = f(\varphi_I)$ при $\mu_T = 10 \frac{Дж}{мм}$.

Тангенси кутів нахилу дотичних до діаграми енергомас:

$$\begin{cases} \operatorname{tg}\psi_{max} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \frac{\omega_{Icp}^2}{2} \left(1 + \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{0,025}{10} \cdot \frac{7,85^2}{2} \cdot \left(1 + \frac{1}{30 \cdot 2}\right)^2 = 0,080; \\ \operatorname{tg}\psi_{min} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \frac{\omega_{Icp}^2}{2} \left(1 - \frac{\delta}{2}\right)^2 = \frac{0,025}{10} \cdot \frac{7,85^2}{2} \cdot \left(1 - \frac{1}{30 \cdot 2}\right)^2 = 0,074. \end{cases} \quad (3.8)$$

Відрізок, що відсікається зазначеними дотичними на осі ΔT , $(ab) = 38 \text{ мм}$.

При цьому зведений момент інерції додаткових мас (мас всіх ланок машини, крім ланок важільного виконавчого механізму), що забезпечує коефіцієнт нерівномірності руху машини $\delta = [\delta]$:

$$J_{дод}^{зв} = \frac{(ab)\mu_T}{\omega_{Icp}^2[\delta]} = \frac{38 \cdot 10 \cdot 30}{7,85^2 \cdot 1} = 185 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

Зведений момент інерції ротора електродвигуна:

$$J_{рот}^{зв} = J_{рот} \left(\frac{n_{дв}}{n_{кр}}\right)^2 = 0,013 \cdot \left(\frac{700}{75}\right)^2 = 1,13 \text{ кг}\cdot\text{м}^2.$$

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ док.ум.	Підпис	Дата		18

Таблиця 3.1 – До визначення значень M_o^{36} , J_L^{36} і приросту кінетичної енергії ΔT

№ полож.	0	1	2	3	4	4'	6	7	8
Величина									
$F_{ко}, Н$	4400						0	0	0
$V_{A_{1,2}} = V_{S_2}, м/с$	1,08								
$V_{A_3}, м/с$	0	0,68	1,03	1,04	0,69	0	0,89	0,86	0
$V_B, м/с$	0	0,44	0,56	0,57	0,42	0	0,98	0,98	0
$V_C = V_{S_5}, м/с$	0	0,48	0,59	0,51	0,33	0	0,84	1,07	0
$V_{S_1}, м/с$	0,54								
$V_{S_3}, м/с$	0	0,25	0,30	0,32	0,24	0	0,57	0,55	0
$V_{S_4}, м/с$	0	0,45	0,57	0,54	0,38	0	0,90	1,01	0
$V_{CB}, м/с$	0	0,15	0,08	0,09	0,14	0	0,24	0,25	0
$\omega_3 = \omega_2, рад/с$	0	1,65	2,105	2,14	1,58	0	3,68	3,68	0
$\omega_4, рад/с$	0	0,355	0,190	0,214	0,332	0	0,570	0,592	0
$M_o^{36}, Н\cdot м$	0	269	331	286	185	0	0	0	0
$J_1^{36}, кг\cdot м^2$	0,088								
$J_2^{36}, кг\cdot м^2$	0,474								
$J_3^{36}, кг\cdot м^2$	0	0,291	0,474	0,490	0,267	0	1,449	1,449	0
$J_4^{36}, кг\cdot м^2$	0	0,140	0,223	0,198	0,10	0	0,558	0,703	0
$J_5^{36}, кг\cdot м^2$	0	0,131	0,198	0,148	0,062	0	0,401	0,650	0
$J_L^{36}, кг\cdot м^2$	0,562	1,124	1,457	1,400	0,991	0,562	2,970	3,364	0,562
$\Delta T, Дж$	0	30	-100	-250	-330	-310	-210	-110	0

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ				Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата					19

Зведеними моментами інерції всіх додаткових мас верстата, за винятком ротора двигуна й махового колеса, зневажаємо через їхню малість.

При цьому мінімальне значення зведеного моменту інерції махового колеса, що забезпечує допустиму нерівномірність руху машини $\delta = [\delta]$:

$$J_{м.к}^{зв} = J_{доод}^{зв} - J_{рот}^{зв} = 185 - 1,13 \approx 184 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3.5 Побудова планів прискорень. Визначення лінійних і кутових прискорень точок і ланок важільного виконавчого механізму

Для визначення інерційних навантажень на ланки важільного виконавчого механізму в заданому положенні 3, побудуємо для нього план прискорень. Додатково побудуємо план прискорень для положення початку робочого ходу 0.

Умовно приймемо

$$\omega_1 = const = \omega_{1cp} = 7,85 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Прискорення кінця кривошипа

$$\bar{a}_{A_{1,2}} = \bar{a}_{A_{1,2}}^n + \bar{a}_{A_{1,2}}^\tau.$$

$$a_{A_{1,2}}^n = \omega_1^2 l_{O_4A} = 7,85^2 \cdot 0,138 = 8,5 \frac{\text{м}}{\text{с}^2};$$

$$a_{A_{1,2}}^\tau = \varepsilon_1 l_{O_4A} = 0, \text{ тому що при } \omega_1 = const \varepsilon_1 = 0.$$

Прискорення $\bar{a}_{A_{1,2}} = \bar{a}_{A_{1,2}}^n$ на планах прискорень зобразимо відрізками: для положення 0 – $(\pi a_{1,2}) = 85 \text{ мм}$, для положення 3 – $(\pi a_{1,2}) = 121 \text{ мм}$. При цьому масштабні коефіцієнти

$$\mu_{a_0} = \frac{a_{A_{1,2}}}{(\pi a_{1,2})} = \frac{8,5}{85} = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с}^2 \cdot \text{мм}};$$

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
						20
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		

$$\mu_{a_3} = \frac{a_{A_{1,2}}}{(\pi a_{1,2})} = \frac{8,5}{121} = 0,07 \frac{м}{с^2 \cdot мм}.$$

Векторні рівняння для побудови планів прискорень:

– для групи II (2, 3)_{2,3}:

$$\bar{a}_{A_3} = \underbrace{\bar{a}_{A_{1,2}}}_{//O_4A} + \underbrace{\bar{a}_{A_3A_{1,2}}^k}_{\perp O_5A} + \underbrace{\bar{a}_{A_3A_{1,2}}^r}_{//O_5A}; \quad (3.9)$$

$$\bar{a}_{A_3} = \underbrace{\bar{a}_{O_5}}_{=0} + \underbrace{\bar{a}_{A_3O_5}^n}_{//O_5A} + \underbrace{\bar{a}_{A_3O_5}^\tau}_{\perp O_5A}; \quad (3.10)$$

– для групи II (4,5)_{2,2}:

$$\underbrace{\bar{a}_C}_{//x-x} = \underbrace{\bar{a}_B}_{//x-x} + \underbrace{\bar{a}_{CB}^n}_{//CB} + \underbrace{\bar{a}_{CB}^\tau}_{\perp CB}, \quad (3.11)$$

де

$$\begin{cases} a_{A_3A_{1,2}}^k = 2\omega_3 V_{A_3A_{1,2}}; \\ V_{A_3A_{1,2}} = (a_{1,2} a_3) \mu_V; \\ a_{A_3O_5}^n = \omega_3^2 l_{O_5A}; \\ a_{CB}^n = \omega_4^2 l_{BC}. \end{cases} \quad (3.12)$$

Відрізки, що зображують $a_{A_3A_{1,2}}^k$, $a_{A_3O_5}^n$ і a_{CB}^n на планах прискорень:

$$(a_{1,2}k) = \frac{a_{A_3A_{1,2}}^k}{\mu_a}; \quad (\pi a_3) = \frac{a_{A_3O_5}^n}{\mu_a}; \quad (bn_4) = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a}. \quad (3.13)$$

Точку b на план прискорень наносимо на основі властивості подібності планів прискорень:

$$(\pi b) = \frac{(\pi a_3)(O_5B)}{(O_5A)}. \quad (3.14)$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		21

Використовуючи формули (3.12), (3.13) і (3.14) для положення 3, знаходимо:

$$V_{A_3A_{1,2}} = (a_{1,2}a_3)\mu_V = 21 \cdot 0,015 = 0,315 \frac{M}{c};$$

$$a_{A_3A_{1,2}}^k = 2\omega_3 V_{A_3A_{1,2}} = 2 \cdot 2,14 \cdot 0,315 = 1,35 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{A_3O_5}^n = \omega_3^2 l_{O_5A} = 2,14^2 \cdot 0,490 = 2,24 \frac{M}{c^2};$$

$$a_{CB}^n = \omega_4^2 l_{CB} = 0,214^2 \cdot 0,420 = 0,019 \frac{M}{c^2};$$

$$(a_{1,2k}) = \frac{a_{A_3A_{1,2}}^k}{\mu_a} = \frac{1,35}{0,07} = 19,3 \text{ мм};$$

$$(\pi_3) = \frac{a_{A_3O_5}^n}{\mu_a} = \frac{2,24}{0,07} = 32 \text{ мм};$$

$$(\pi b) = \frac{(\pi_3)(O_5B)}{(O_5A)} = \frac{36 \cdot 106,5}{196} = 19,5 \text{ мм};$$

$$(bn_4) = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a} = \frac{0,019}{0,07} = 0,27 \text{ мм}.$$

Аналогічно для положення 0 маємо:

$$V_{A_3A_{1,2}} = V_{A_{1,2}} = 1,08 \frac{M}{c};$$

$$a_{A_3A_{1,2}}^k = 0; a_{A_3O_5}^n = 0; a_{CB}^n = 0; (a_{1,2k}) = 0; (\pi_3) = 0;$$

$$(\pi b) = \frac{(\pi_3)(O_5B)}{(O_5A)} = \frac{85 \cdot 106,4}{133,5} = 68 \text{ мм}; (bn_4) = 0.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		22

По векторних рівняннях (3.9), (3.10) і (3.11) для положень 3 й 0 будемо плани прискорень важільного механізму, на які наносимо точки, що відповідають центрам мас ланок, і знаходимо лінійні й кутові прискорення точок і ланок.

Для положення 3:

$$a_{A_3} = (\pi a_3) \mu_a = 36 \cdot 0,07 = 2,52 \frac{m}{c^2};$$

$$a_B = (\pi b) \mu_a = 19,5 \cdot 0,07 = 1,37 \frac{m}{c^2};$$

$$a_C = (\pi c) \mu_a = 20 \cdot 0,07 = 1,4 \frac{m}{c^2};$$

$$a_{S_1} = 0,5 a_{A_{1,2}} = 0,5 \cdot 8,5 = 4,25 \frac{m}{c^2};$$

$$a_{S_2} = a_{A_{1,2}} = 8,5 \frac{m}{c^2};$$

$$a_{S_3} = (\pi s_3) \mu_a = 10,9 \cdot 0,07 = 0,763 \frac{m}{c^2},$$

$$\text{де } (\pi s_3) = (\pi a_3) \frac{l_{O_5 S_3}}{l_{O_5 A}} = 36 \cdot \frac{149}{490} = 10,9 \text{ мм};$$

$$a_{S_4} = (\pi s_4) \mu_a = 17 \cdot 0,07 = 1,19 \frac{m}{c^2};$$

$$a_{S_5} = a_C = (\pi c) \mu_a = 20 \cdot 0,07 = 1,4 \frac{m}{c^2};$$

$$a_{A_3 O_5}^\tau = (n_3 a_3) \mu_a = 16 \cdot 0,07 = 1,12 \frac{m}{c^2};$$

$$a_{CB}^\tau = (n_4 c) \mu_a = 19 \cdot 0,07 = 1,33 \frac{m}{c^2};$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_3 = \frac{a_{A_3 O_5}^\tau}{l_{O_5 A}} = \frac{1,12}{0,490} = 2,29 \frac{rad}{c^2};$$

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CB}^\tau}{l_{CB}} = \frac{1,33}{0,420} = 3,17 \frac{rad}{c^2}.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		23

Аналогічні розрахунки виконуємо для положення 0. Результати розрахунків зводимо в табл. 3.2.

Таблиця 3.2 – Прискорення точок і ланок важільного механізму

№ полож.	a_{A_3}	a_B	$a_C = a_{S_5}$	a_{s_1}	a_{S_2}	a_{S_3}	a_{S_4}	$\varepsilon_2 = \varepsilon_3$	ε_4
	$\frac{m}{c^2}$							$\frac{рад}{c^2}$	
0	8,5	6,8	7,6	4,25	8,5	3,8	7,00	25,3	6,87
3	2,52	1,37	1,4	4,25	8,5	0,763	1,19	2,29	3,17

3.6 Визначення сил тяжіння й інерційних навантажень на ланки

Сили тяжіння ланок:

$$G_i = m_i g;$$

$$G_1 = m_1 g = 13,8 \cdot 9,81 = 135 \text{ Н};$$

$$G_2 = m_2 g = 25 \cdot 9,81 = 245 \text{ Н};$$

$$G_3 = m_3 g = 83 \cdot 9,81 = 814 \text{ Н};$$

$$G_4 = m_4 g = 42,0 \cdot 9,81 = 412 \text{ Н};$$

$$G_5 = m_5 g = 35 \cdot 9,81 = 343 \text{ Н}.$$

Сили інерції ланок:

$$\bar{\Phi}_i = -m_i \bar{a}_{S_i};$$

$$\hat{\Phi}_1 = m_1 a_{S_1} = 13,8 \cdot 4,25 = 58,6 \text{ Н};$$

$$\Phi_2 = m_2 a_{S_2} = 25 \cdot 8,5 = 212 \text{ Н};$$

$$\Phi_3 = m_3 a_{S_3} = 83 \cdot 0,763 = 63,3 \text{ Н};$$

$$\Phi_4 = m_4 a_{S_4} = 42,0 \cdot 1,19 = 50 \text{ Н};$$

$$\Phi_5 = m_5 a_{S_5} = 35 \cdot 1,4 = 49 \text{ Н}.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		24

Моменти сил інерції ланок:

$$\bar{M}_{\Phi_i} = -\bar{\varepsilon}_i \cdot J_{i S_i} ;$$

$$M_{\Phi_3} = \varepsilon_3 J_{3S_3} = 2,29 \cdot 4,76 = 10,9 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$M_{\Phi_4} = \varepsilon_4 J_{4S_4} = 3,17 \cdot 0,617 = 1,95 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

3.7 Визначення зрівноважувального моменту на кривошипі

Зрівноважувальний момент на кривошипі $M_{зр}$, у заданому положенні 3 механізму визначимо методом важеля *М. Є. Жуковського*. Важіль Жуковського будемо поворотом плану швидкостей у цьому положенні на 90° . На важіль паралельно самим собі в однойменні точки переносимо всі зовнішні сили, що діють на важільний механізм:

- силу корисного опору $F_{ко}$;
- сили ваги ланок G_i ;
- сили інерції ланок Φ_i ;
- моменти сил інерції та зрівноважувальний момент $M_{зр}$ у вигляді пар сил:

$$F'_{M_{\Phi_3}} = F''_{M_{\Phi_3}} = \frac{M_{\Phi_3}}{l_{O_5B}} = \frac{10,9}{0,266} = 41 \text{ Н};$$

$$F'_{M_{\Phi_4}} = F''_{M_{\Phi_4}} = \frac{M_{\Phi_4}}{l_{BC}} = \frac{1,95}{0,420} = 4,6 \text{ Н};$$

$$F'_{M_{зр}} = F''_{M_{зр}} = \frac{M_{зр}}{l_{O_4A}}.$$

Рівняння рівноваги важеля Жуковського:

$$\sum M_P(\bar{F}_i) = 0 ;$$

$$(F_{ко} - \Phi_5)(pc) - G_1 h_{G_1} - G_2 h_{G_2} - G_3 h_{G_3} + G_4 h_{G_4} - \Phi_3 h_{\Phi_3} - \Phi_4 h_{\Phi_4} - F'_{M_{\Phi_3}}(pb) + F'_{M_{\Phi_4}}(bc) - F_{M_{зр}}(pa_{1,2}) = 0;$$

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		25

$$F'_{M_{зр}} = ((F_{к0} - \Phi_5)(pc) - G_1 h_{G_1} - G_2 h_{G_2} - G_3 h_{G_3} + G_4 h_{G_4} - \Phi_3 h_{\Phi_3} - \Phi_4 h_{\Phi_4} - F'_{M_{\Phi_3}}(pb) + F'_{M_{\Phi_4}}(bc)) / (pa_{12});$$

$$F'_{M_{зр}} = ((4400 - 49) \cdot 51 - 135 \cdot 19 - 245 \cdot 42 - 814 \cdot 4 + 412 \cdot 3,5 - 63,3 \cdot 13,5 - 50 \cdot 45 - 41 \cdot 57 + 4,6 \cdot 9) / 108 = 1869 \text{ Н.}$$

При цьому шуканий зрівноважувальний момент дорівнює:

$$M_{зр} = F_{M_{зр}} l_{O_4A} = 1869 \cdot 0,138 = 258 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

3.8 Визначення закону руху машини

Закон руху машини що проектується, як закон руху її динамічної моделі (див. рис. 3.1) у вигляді табличних залежностей $\omega_l = f(\varphi_l)$ і $\varepsilon_l = f(\varphi_l)$, можна знайти на основі рівнянь руху в інтегральній або диференціальній формах, або наближених графічних методах. Використаємо другий з перерахованих способів і для заданого положення 3 знайдемо значення ω_l і ε_l . По такому ж алгоритму можуть бути отримані значення ω_l і ε_l для будь-якого іншого положення механізму.

Значення ω_l знайдемо методом Віттенбауера [2], заснованому на відомій залежності:

$$T_i = \frac{J_{O_4i}^{36} \omega_{l,i}^2}{2} \Rightarrow \omega_{l,i} = \sqrt{\frac{2T_i}{J_{O_4i}^{36}}},$$

де $T_i = T_0 + \Delta T_{0-i}$ – повна кінетична енергія машини в розглянутому положенні;

$$J_{O_4i}^{36} = J_{l_i}^{36} + J_{доод}^{36} - \text{повний зведений момент інерції машини.}$$

У розглянутому положенні механізму

$$\Delta T_{0-3} = \Delta T_3 = -250 \text{ Дж}; J_{л_3}^{36} = 1,4 \text{ кг}\cdot\text{м}^2 \text{ (див. табл. 3.1).}$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		26

Значення повної кінетичної енергії машини в положенні 0, прийнятому за початок розрахунку, знайдемо, використовуючи діаграму енергомас (див. аркуш 1 графічної частини проекту)

$$T_0 = (Oa)\mu_T + \frac{J_{\text{доо}}^{36}}{\mu_J} \operatorname{tg}\psi_{\max} \mu_T = 3 \cdot 10 + \frac{185}{0,025} \cdot 0,080 \cdot 10 = 5950 \text{ Дж},$$

де $\mu_J = 0,025 \frac{\text{кг} \cdot \text{м}^2}{\text{мм}}$, $\mu_T = 10 \frac{\text{Дж}}{\text{мм}}$ – масштабні коефіцієнти діаграми енергомас;

$\operatorname{tg}\psi_{\max} = 0,080$ – тангенс кута нахилу верхньої дотичної до діаграми енергомас;

$(Oa) = 3 \text{ мм}$ – відрізок, що відсікається на осі ΔT діаграми енергомас верхньою дотичною;

$J_{\text{доо}}^{36} = 185 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – (див. арк. 18).

$$T_3 = T_0 + \Delta T_3 = 5950 - 250 = 5700 \text{ Дж}.$$

$$J_{O_4}^{36} = J_{\text{л}}^{36} + J_{\text{доо}}^{36} = 1,4 + 185 = 186,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

$$\omega_{1,3} = \sqrt{\frac{2T_3}{J_{O_4}^{36}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 5700}{186,4}} = 7,82 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Значення ε_l знайдемо з умови динамічної рівноваги кривошипа динамічної моделі машини, що у припущенні $M_p^{36} = \text{const}$ і при неврахованих через їхню малість моментах сил інерції, що діють на всі додаткові ланки, крім махового колеса, має вигляд [2]:

$$M_p^{36} + \varepsilon_l (J_{\text{л}}^{36} + J_{\text{м.к}}^{36}) - M_{зр} = 0.$$

Звідси

$$\varepsilon_{1,3} = \frac{M_{зр} - M_p^{36}}{J_{\text{л}_3}^{36} + J_{\text{м.к}}^{36}} = \frac{258 - 135}{1,4 + 184} = 0,663 \frac{\text{рад}}{\text{с}^2},$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		27

де $M_{зр} = 258 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – зрівноважувальний момент на кривошипі в положенні 3;

$M_p^{36} = 135 \text{ Н}\cdot\text{м}$ – зведений до кривошипа рушійний момент;

$J_{м.к}^{36} = 184 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$ – зведений до кривошипа момент інерції махового колеса, що забезпечує $\delta = [\delta]$.

4 СИНТЕЗ ЗУБЧАСТОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНІЗМУ

Див. аркуш 2 графічної частини проекту.

Для узгодження частоти обертання електродвигуна із частотою обертання кривошипа виконавчого механізму, використовують зубчастий передаточний механізм, що містить планетарний механізм АА-II і евольвентну зубчасту пару z_5-z_6 , з'єднані послідовно (рис. 4.1).

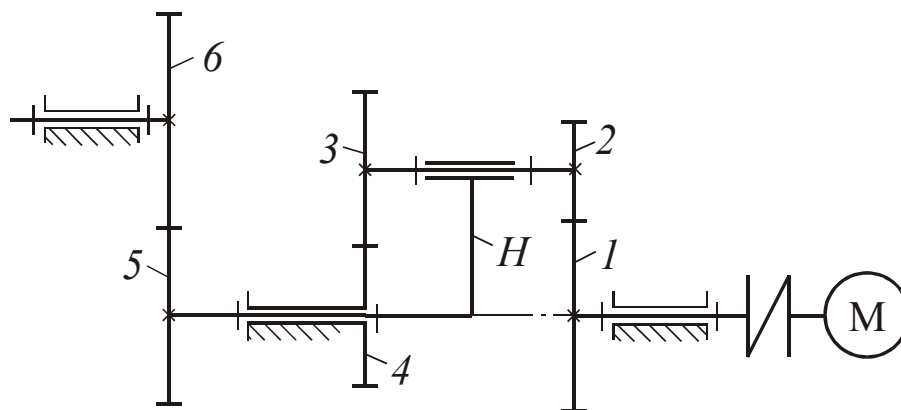


Рисунок 4.1 – Схема привода виконавчого механізму

4.1 Синтез евольвентного зачеплення

4.1.1 Вхідні параметри синтезу й вибір коефіцієнтів зміщення різального інструменту

Вхідними параметрами є:

- число зубів шестірні $z_5 = 12$;
- число зубів колеса $z_6 = 17$;
- модуль $m = 6,5 \text{ мм}$;
- коефіцієнти зміщення: $x_5 = 0,48$; $x_6 = 0,36$.

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		28

Коефіцієнти зміщення обрані з блокуючого контуру (рис. 4.2), виходячи з умови одержання максимально можливої контактної міцності зубів колеса й шестірні при коефіцієнті торцевого перекриття $\varepsilon_\alpha=1,2$ [6].

Прийmemo, що для нарізування коліс буде використано інструмент рейкового типу з нормальним вихідним контуром за ГОСТ 13755-81, параметри якого:

- кут профілю зубів $\alpha = 20^\circ$;
- коефіцієнт висоти головки зуба $h_a^* = 1$;
- коефіцієнт граничної висоти $h_l^* = 2$;
- коефіцієнт радіального зазору $c^* = 0,25$.

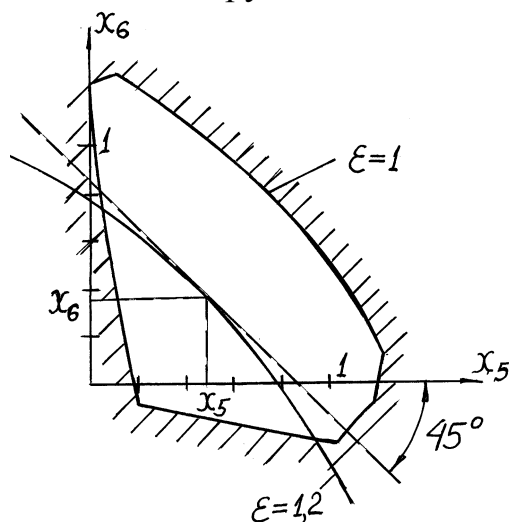


Рисунок 4.2 – Блокуючий контур

4.1.2 Розрахунок геометричних параметрів і якісних показників зачеплення

Розрахунок параметрів зубчастого зачеплення виконано за допомогою ПЕОМ за наведеними нижче розрахунковими залежностями [6]:

$$\text{inv} \alpha_w = \frac{2x_\Sigma \text{tg} \alpha}{z_\Sigma} + \text{inv} \alpha, \quad (4.1)$$

де $\text{inv} \alpha_w = \text{tg} \alpha_w - \alpha_w$;

$\text{inv} \alpha = \text{tg} \alpha - \alpha$;

$z_\Sigma = z_5 + z_6$.

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		29

Рівняння (4.1) вирішено відносно α_w методом послідовних наближень.

Міжосьова відстань зачеплення:

$$a_w = a \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}, \quad (4.2)$$

де $a = \frac{mz_\Sigma}{2}$ – ділительна міжосьова відстань.

Ділительні діаметри коліс:

$$d_i = mz_i, \quad (i = 5, 6). \quad (4.3)$$

Початкові діаметри коліс:

$$d_{wi} = \frac{2a_w z_i}{z_\Sigma}, \quad (i = 5, 6). \quad (4.4)$$

Основні діаметри коліс:

$$d_{bi} = d_i \cos\alpha, \quad (i = 5, 6). \quad (4.5)$$

Діаметри западин коліс:

$$d_{fi} = d_i - 2m(h_a^* + c - x_i), \quad (i = 5, 6). \quad (4.6)$$

Діаметри вершин коліс:

$$d_{ai} = d_i + 2m(h_a^* + x_i - \Delta y), \quad (i = 5, 6), \quad (4.7)$$

де $\Delta y = x_\Sigma - y$ – коефіцієнт зрівнювального зміщення;

$y = \frac{a_w - a}{m}$ – коефіцієнт сприймального зміщення.

Коловий ділительний крок зубів:

$$p = \pi m. \quad (4.8)$$

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		30

Коловий основний крок зубів:

$$p_b = p \cos \alpha. \quad (4.9)$$

Коловий початковий крок зубів:

$$p_{w_i} = \frac{\pi d_{w_i}}{z_i}, \quad (i = 5, 6). \quad (4.10)$$

Товщини зубів по ділільних колах:

$$S_i = m(0,5\pi + 2x_i \operatorname{tg} \alpha), \quad (i = 5, 6). \quad (4.11)$$

Товщини зубів по основних колах:

$$S_{b_i} = A_i d_{b_i}, \quad (i = 5, 6), \quad (4.12)$$

де $A_i = \frac{S_i}{d_i} + \operatorname{inv} \alpha$.

Товщини зубів по початкових колах:

$$S_{w_i} = d_{w_i}(A_i - \operatorname{inv} \alpha_w), \quad (i = 5, 6). \quad (4.13)$$

Кути профілів зубів коліс у точці на колі вершин:

$$\alpha_{a_i} = \arccos \frac{d_{b_i}}{d_{a_i}}, \quad (i = 5, 6). \quad (4.14)$$

Товщини зубів по колу вершин:

$$S_{a_i} = d_{a_i}(A_i - \operatorname{inv} \alpha_{a_i}), \quad (i = 5, 6). \quad (4.15)$$

Радіуси кривизни активних профілів зубів коліс в нижній точці:

$$\rho_{p_i} = a_w \sin \alpha_w - B_i, \quad (i = 5, 6), \quad (4.16)$$

де $B_i = 0,5 d_{b_i} \operatorname{tg} \alpha$.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	<i>Арк</i>
<i>Вип.</i>	<i>Арк</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Підпис</i>	<i>Дата</i>		<i>31</i>

Радіуси кривизни в граничних точках профілів зубів коліс:

$$\rho_{l_i} = 0,5d_i \sin\alpha - \frac{m(h_i^* - h_a^* - x_i)}{\sin\alpha}, (i = 5, 6). \quad (4.17)$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{B_5 + B_6}{p_b} - \frac{z_\Sigma \operatorname{tg}\alpha_w}{2\pi}, (i = 5, 6). \quad (4.18)$$

Результати машинного розрахунку наведені в табл. 4.1. За ними складена збірна таблиця параметрів зачеплення (див. аркуш 2 графічної частини проекту).

Коефіцієнти питомого ковзання в контактних точках зубів:

- для шестірні:

$$\mathcal{G}_{56} = 1 - \frac{z_5 \rho_{k_6}}{z_6 \rho_{k_5}};$$

- для колеса:

$$\mathcal{G}_{65} = 1 - \frac{z_6 \rho_{k_5}}{z_5 \rho_{k_6}}.$$

Визначення значень \mathcal{G}_{56} і \mathcal{G}_{65} для 11 положень контактної точки (0...10) на теоретичній лінії зачеплення AB при розподілі її на 10 рівних частин і нумерації, що починається з 0, зроблено за допомогою ПЕОМ.

Результати розрахунку див. у табл. 4.1.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		32

4.1.3 Перевірочні розрахунки

$$1 \quad d_{w5} + d_{w6} = 2a_w;$$

$$81,89 + 116,01 = 197,90;$$

$$2a_w = 2 \cdot 98,95 = 197,9.$$

$$2 \quad c^* \cdot m = a_w - 0,5(d_{a5} + d_{f6}) = a_w - 0,5(d_{a6} + d_{f5});$$

$$0,25 \cdot 6,5 = 98,95 - 0,5(95,71 + 98,93) = 98,95 - 0,5(126,65 + 67,99);$$

$$1,625 \approx 1,63 = 1,63.$$

$$3 \quad S_{w5} + S_{w6} = P_w;$$

$$11,38 + 10,06 = 21,44;$$

$$P_w = 21,44.$$

4 Перевірка на відсутність підрізання зубів.

Умова непідрізання:

$$\rho_{l_i} > 0, \quad (i = 5, 6).$$

$$\rho_{l_5} = 5,44 > 0; \quad \rho_{l_6} = 6,73 > 0.$$

5 Перевірка на відсутність загострення зубів.

Умова відсутності загострення:

$$S_{a_i} \geq 0,3m, \quad (i = 5, 6).$$

$$0,3m = 0,3 \cdot 6,5 = 1,95 \text{ мм};$$

$$S_{a_5} = 3,22 > 1,95;$$

$$S_{a_6} = 4,30 > 1,95.$$

6 Перевірка на відсутність інтерференції.

Умова відсутності інтерференції:

$$\rho_{l_i} < \rho_{p_i}, \quad (i = 5, 6).$$

$$\rho_{l_5} = 5,44 < \rho_{p_5} = 7,86;$$

$$\rho_{l_6} = 6,73 < \rho_{p_6} = 13,34.$$

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		33

7 Коефіцієнт торцевого перекриття.

Для прямозубих передач рекомендується $\varepsilon_\alpha > 1,1$.

$$\varepsilon_\alpha = 1,194 > 1,1.$$

4.1.4 Побудова картини зачеплення й діаграм коефіцієнтів питомого ковзання

За даними табл. 4.1 на аркуші 2 графічної частини проекту в масштабі $M 4:1$ ($\mu_l = 0,00025 \frac{M}{мм}$) будемо картину евольвентного зачеплення [7], зобразивши по три зуба кожного з коліс, і діаграми коефіцієнтів питомого ковзання \mathcal{G}_{56} і \mathcal{G}_{65} у прямокутній (на лінії паралельній теоретичній лінії зачеплення AB) і в круговій (на робочих профілях зубів) системах координат.

На побудовану картину зачеплення наносимо:

- 1) робочу частину лінії зачеплення ab ;
- 2) робочі ділянки профілів зубів;
- 3) робочі профілі в момент початку й у момент кінця зачеплення;
- 4) дуги зачеплення по початкових колах;
- 5) кути перекриття φ_{α_5} , φ_{α_6} й кутові кроки τ_5 , τ_6 ;
- 6) лінії зачеплення $n-n$ для обох можливих напрямків обертання коліс.

4.2 Синтез планетарного механізму

4.2.1 Розрахунок вхідних параметрів синтезу

Визначимо передаточне відношення планетарного механізму. Загальне передаточне відношення від електродвигуна до кривошипа:

$$U_\Sigma = \frac{n_{\text{дв.ном}}}{n_{\text{кр}}} = \frac{700}{75} = 9,33;$$

$$U_\Sigma = U_{1H} U_{56};$$

$$U_{56} = \frac{z_6}{z_5} = \frac{17}{12} = 1,42;$$

$$U_{1H} = \frac{U_\Sigma}{U_{56}} = \frac{9,33}{1,42} = 6,57.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		34

Таблиця 4.1 – Результати розрахунку параметрів евольвентного зубчатого зачеплення

Входные параметры			Результаты расчета		
Число зубьев шестерни	z_5	12	Межосевое расстояние	a_w	98,95 мм
Число зубьев колеса	z_6	17	Угол зацепления	α_w	26,49 град
Модуль	m	6,5 мм	Окружной делительный шаг	P	20,42 мм
Коэффициент смещения шестерни	x_5	0,48	Окружной основной шаг	P_b	19,19 мм
Коэффициент смещения колеса	x_6	0,36	Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	1,19
ФИО студента			Делительный диаметр шестерни	d_5	78,00 мм
Группа			Делительный диаметр колеса	d_6	110,50 мм
Номер шестерни	5		Диаметр окружности впадин шестерни	d_{f5}	67,99 мм
Угол профиля исходного контура	α	20,0 град	Диаметр окружности впадин колеса	d_{f6}	98,93 мм
Коэффициент высоты головки зуба	h_a^*	1,0	Начальный диаметр шестерни	d_{w5}	81,89 мм
Коэффициент радиального зазора	c^*	0,25	Начальный диаметр колеса	d_{w6}	116,01 мм
Коэффициент высоты головки зуба	h_l^*	2,0	Основной диаметр шестерни	d_{b5}	73,30 мм
			Основной диаметр колеса	d_{b6}	103,84 мм
			Диаметр окружности вершин шестерни	d_{a5}	95,71 мм
			Диаметр окружности вершин колеса	d_{a6}	126,65 мм
			Окружной начальный шаг зубьев шестерни	P_{w5}	21,44 мм
			Окружной начальный шаг зубьев колеса	P_{w6}	21,44 мм
			Радиус кривизны в граничной точке шестерни	ρ_{l5}	3,45 мм
			Радиус кривизны в граничной точке колеса	ρ_{l6}	6,72 мм
			Радиус кривизны в нижней точке шестерни	ρ_{p5}	7,87 мм
			Радиус кривизны в нижней точке колеса	ρ_{p6}	13,36 мм
			Делительная толщина зуба шестерни	S_5	12,47 мм
			Делительная толщина зуба колеса	S_6	11,91 мм
			Начальная толщина зуба шестерни	S_{w5}	11,37 мм
			Начальная толщина зуба колеса	S_{w6}	10,05 мм
			Основная толщина зуба шестерни	S_{b5}	12,81 мм
			Основная толщина зуба колеса	S_{b6}	12,74 мм
			Толщина вершины зуба шестерни	S_{a5}	3,22 мм

Удельные скольжения

№	g_{56}	g_{65}
0	$-\infty$	1,00
1	-5,35	0,84
2	-1,82	0,65
3	-0,65	0,39
4	-0,06	0,06
5	0,29	-0,42
6	0,53	-1,13
7	0,70	-2,31
8	0,82	-4,67
9	0,92	-11,75

Приймаємо $U_{IH} = -6,6$.

При цьому вхідними параметрами є:

- тип механізму АА-II;
- передаточне відношення $U_{IH} = -6,6$;
- переданий крутний момент:

$$M_{кр} = \frac{M_{0,max}^{36}}{U_{56}} = \frac{331}{1,42} = 233 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

					Арк
КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ					35
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	

- всі колеса механізму нарізані без зміщення різального інструменту;

- $m_{12} = m_{34}$;

- $z_{max} \leq 200$;

- ККД оберненого механізму $\eta = 0,92$.

4.2.2 Розрахунок чисел зубів коліс механізму

Підбір чисел зубів планетарного механізму, точно відтворюючих задане передаточне відношення й задовольняючих основним умовам синтезу (співвісності, сусідства, складання й відсутності заклинювання), виконаний по спеціальній програмі на ПЕОМ [8]. Результати машинного розрахунку наведені в табл. 4.2.

З можливих варіантів чисел зубів вибираємо варіант при числі сателітних блоків $k = 3$ з мінімальним габаритом по ділительних колах:

$$z_1 = 70; \quad z_2 = 95; \quad z_3 = 25; \quad z_4 = 140; \quad m = 2,25 \text{ мм.}$$

4.2.3 Перевірка виконання основних умов синтезу

Передаточне відношення:

$$U_{IH} = 1 - U_{12}^{(H)} U_{34}^{(H)} = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1} \right) \left(-\frac{z_4}{z_3} \right) = 1 - \left(-\frac{95}{70} \right) \left(-\frac{140}{25} \right) = -6,6.$$

Умова співвісності:

$$z_1 + z_2 = z_3 + z_4;$$

$$70 + 95 = 25 + 140;$$

$$165 = 165.$$

Умова сусідства:

$$(z_1 + z_2) \sin \frac{\pi}{k} \geq z + 2,$$

де $z = z_2 = 95$ – більше з коліс сателітного блоку,

$$(70 + 95) \sin \frac{180^\circ}{3} = 143 > 95 + 2 = 97.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		36

Таблица 4.2 – Результаты машинного расчета

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ							
U _{1H} = -6.60; МКР = 233.0; КПДОВ = 0.92; М = 38; N = 5; КХ = 33; КУ = 5							
ВОЗМОЖНЫЕ ВАРИАНТЫ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПРИ К = 2							
НОМЕР	Z1	Z2	Z3	Z4	МОНТАЖНОЕ ЧИСЛО ПОЛНЫХ ОБОРОТОВ ВОДИЛА Р	МОДУЛЬ ММ	ГАБАРИТ ПО ДЕЛИТ. ОКРУЖНОСТЯМ ММ
1	86.0	86.0	20.0	152.0	2.0	3.00	387.00
2	32.0	64.0	20.0	76.0	2.0	5.50	440.00
3	40.0	80.0	25.0	95.0	2.0 .0	4.50	450.00
4	48.0	96.0	30.0	114.0	2.0	4.00	480.00
5	56.0	112.0	35.0	133.0	2.0	3.50	490.00
6	64.0	128.0	40.0	152.0	2.0	2.75	440.00
7	72.0	144.0	45.0	171.0	2.0	2.50	450.00
8	80.0	160.0	50.0	190.0	2.0 .0	2.25	450.00
9	20.0	112.0	56.0	76.0	2.0 .0	5.50	671.00
10	30.0	168.0	84.0	114.0	2.0 .0	3.50	640.50
11	56.0	76.0	20.0	112.0	2.0	4.00	416.00
12	70.0	95.0	25.0	140.0	2.0 .0	3.50	455.00
13	84.0	114.0	30.0	168.0	2.0	2.75	429.00
14	98.0	133.0	35.0	196.0	2.0	2.25	409.50
15	20.0	76.0	32.0	64.0	2.0 .0	6.50	559.00
16	30.0	114.0	48.0	96.0	2.0 .0	4.50	580.50
17	40.0	152.0	64.0	128.0	2.0 .0	3.50	602.00
18	50.0	190.0	80.0	160.0	2.0 .0	2.75	591.25
19	20.0	152.0	86.0	86.0	2.0 .0	4.50	729.00
ВОЗМОЖНЫЕ ВАРИАНТЫ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПРИ К = 3							
НОМЕР	Z1	Z2	Z3	Z4	МОНТАЖНОЕ ЧИСЛО ПОЛНЫХ ОБОРОТОВ ВОДИЛА Р	МОДУЛЬ ММ	ГАБАРИТ ПО ДЕЛИТ. ОКРУЖНОСТЯМ ММ
1	40.0	80.0	25.0	95.0	.0	4.00	400.00
2	80.0	160.0	50.0	190.0	.0	2.00	400.00
3	20.0	112.0	56.0	76.0	.0	4.50	549.00
4	25.0	140.0	70.0	95.0	.0	3.50	533.75
5	30.0	168.0	84.0	114.0	.0	3.00	549.00
6	35.0	196.0	98.0	133.0	.0	2.50	533.75
7	70.0	95.0	25.0	140.0	.0	2.25	325.00
8	20.0	76.0	32.0	64.0	.0	5.50	473.00
9	25.0	95.0	40.0	80.0	.0	4.50	483.75
10	30.0	114.0	48.0	96.0	.0	3.50	451.50
11	35.0	133.0	56.0	112.0	.0	3.00	451.50
12	40.0	152.0	64.0	128.0	.0	2.75	473.00
13	45.0	171.0	72.0	144.0	.0	2.50	483.75
ВОЗМОЖНЫЕ ВАРИАНТЫ ЧИСЕЛ ЗУБЬЕВ ПРИ К = 4							
НОМЕР	Z1	Z2	Z3	Z4	МОНТАЖНОЕ ЧИСЛО ПОЛНЫХ ОБОРОТОВ ВОДИЛА Р	МОДУЛЬ ММ	ГАБАРИТ ПО ДЕЛИТ. ОКРУЖНОСТЯМ ММ
1	32.0	64.0	20.0	76.0	1.0	4.00	320.00
2	40.0	80.0	25.0	95.0	1.0 .0	3.50	350.00
3	48.0	96.0	30.0	114.0	1.0	2.75	330.00
4	56.0	112.0	35.0	133.0	1.0	2.25	315.00
5	64.0	128.0	40.0	152.0	1.0	2.00	320.00
6	72.0	144.0	45.0	171.0	1.0	2.00	360.00
7	80.0	160.0	50.0	190.0	1.0 .0	2.00	400.00
8	56.0	76.0	20.0	112.0	1.0	2.75	286.00
9	84.0	114.0	30.0	168.0	1.0	2.00	312.00
РЕШЕНИЯ, УДОВЛЕТВОРЯЮЩЕГО УСЛОВИЮ СОСЕДСТВА, ПРИ К = 6 - НЕТ							
К.П.Д. МЕХАНИЗМА = .908							

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ 3 ТММ		Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата			37

Умова складання:

$$\frac{z_1 U_{IH}}{k} (1 + kp) = c,$$

де $p = 0$ – число додаткових повних обертів водила при монтажі механізму (див. табл. 4.2);

c – довільне ціле число.

$$-\frac{70 \cdot 6,6}{3} (1 + 3 \cdot 0) = -154 \text{ – ціле число.}$$

Умова відсутності заклинювання для пари зовнішнього зачеплення $z_i - z_j$:

$$z_i \geq 17; z_j \geq 17.$$

$$z_1 = 70 > 17; z_2 = 95 > 17;$$

$$z_3 = 25 > 17; z_4 = 140 > 17.$$

Основні умови синтезу для обраного варіанта чисел зубів виконуються.

4.2.4 Креслення схеми механізму й діаграм лінійних і кутових швидкостей

Радіуси початкових кіл коліс:

$$r_{w_i} = r_i = \frac{mz_i}{2};$$

$$r_{w_1} = \frac{mz_1}{2} = \frac{2,25 \cdot 70}{2} = 78,75 \text{ мм};$$

$$r_{w_2} = \frac{mz_2}{2} = \frac{2,25 \cdot 95}{2} = 106,88 \text{ мм};$$

$$r_{w_3} = \frac{mz_3}{2} = \frac{2,25 \cdot 25}{2} = 28,13 \text{ мм};$$

$$r_{w_4} = \frac{mz_4}{2} = \frac{2,25 \cdot 140}{2} = 157,5 \text{ мм}.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		38

Колова швидкість точок коліс z_1 і z_2 , що збігаються з полюсом зачеплення P_{12} :

$$V_{P_1} = V_{P_2} = \omega_{\text{дв}} \cdot r_{w_1} = 73,3 \cdot 0,0787 = 5,77 \frac{\text{м}}{\text{с}},$$

$$\text{де } \omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв.ном}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 700}{30} = 73,3 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

На аркуші 2 графічної частини проекту, креслимо схему планетарного механізму разом із зубчастою парою z_5 - z_6 у масштабі $1:2$ ($\mu_l = 0,002 \frac{\text{м}}{\text{мм}}$) і будуємо для них картину лінійних швидкостей

при $\mu_V = 0,1 \frac{\text{м}}{\text{с} \cdot \text{мм}}$ й план кутових швидкостей при $\mu_n = 10 \text{ хв}^{-1} \cdot \text{мм}^{-1}$ і

$$\mu_\omega = 1,047 \frac{\text{рад}}{\text{с} \cdot \text{мм}}.$$

Використовуючи план кутових швидкостей, визначимо частоти обертання і кутові швидкості ланок планетарного механізму, а також перевіримо графічно його передаточне відношення:

$$n_2 = n_3 = (0-2,3) \mu_n = 72,5 \cdot 10 = 725 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_2 = \omega_3 = (0-2,3) \mu_\omega = 72,5 \cdot 1,047 = 75,9 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$n_{H,5} = (0-H) \mu_n = 10,6 \cdot 10 = 106 \text{ хв}^{-1};$$

$$\omega_{H,5} = (0-H) \mu_\omega = 10,6 \cdot 1,047 = 11,1 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$U_{IH} = \frac{n_I}{n_H} = -\frac{(0-1)}{(0-H)} = -\frac{70}{10,6} = -6,6.$$

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		39

5 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНІЗМУ

Див. аркуш 3 графічної частини проекту.

Вхідні параметри синтезу:

- тип кулачкового механізму: з роликівим коромисловим штовхачем;
- довжина коромисла $L_T = 110$ мм;
- кут коливання коромисла $\psi_{max}^T = 30^\circ$;
- кут між крайнім нижнім положенням коромисла та лінією центрів обертання кулачка й штовхача $\psi_0^T = 32^\circ$;
- допустимий кут, передачі руху $[\mu] = 60^\circ$;
- закони руху штовхача:
 - на фазі віддалення – *синусоїдальний*,
 - на фазі наближення – *параболічний*;
- напрямок обертання кулачка – проти годинникової стрілки;
- фазові кути:

$$\varphi_e = 105^\circ; \varphi_{\partial.e} = 95^\circ; \varphi_n = 90^\circ; \varphi_{\partial.e} = 70^\circ.$$

5.1 Розрахунок і побудова діаграм руху штовхача

Дуговий хід центра ролика:

$$S_T = L_T \psi_{max}^T = 110 \cdot 0,523 = 57,5 \text{ мм},$$

де $\psi_{max}^T = 30^\circ = 0,523$ рад. – кутовий хід коромисла в радіанах.

Задані фазові кути в радіанах:

$$\varphi_e = 1,83 \text{ рад.}; \varphi_{\partial.e} = 1,66 \text{ рад.}; \varphi_n = 1,57 \text{ рад.}; \varphi_{\partial.e} = 1,22 \text{ рад.}$$

Максимальні значення аналогів колової лінійної швидкості й тангенціального прискорення центра ролика штовхача [9]:

– для фази віддалення:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi} \right)_{max}^e = \frac{2h}{\varphi_e} = \frac{2 \cdot 57,5}{1,83} = 62,8 \text{ мм};$$

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{max}^6 = \frac{2\pi h}{\varphi_6^2} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 57,5}{1,83^2} = 108 \text{ мм};$$

– для фази наближення:

$$\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_{max}^H = \frac{2h}{\varphi_H} = \frac{2 \cdot 57,5}{1,57} = 73,2 \text{ мм};$$

$$\left(\frac{d^2S}{d\varphi^2}\right)_{max}^H = \frac{4h}{\varphi_H^2} = \frac{4 \cdot 57,5}{1,57^2} = 93,3 \text{ мм},$$

де $h = S_T$ – дуговий хід центра ролика, мм,

φ_6, φ_H – фазові кути, рад.

Використовуючи отримані максимальні значення аналогів швидкостей і прискорень, на основі побудов, наведених в [9], креслимо діаграми руху штовхача.

5.2 Визначення мінімального радіус-вектора центрального профілю кулачка

Мінімальний радіус-вектор центрального профілю кулачка визначимо графічно [9] з умови незаклинювання кулачкового механізму, як на робочій фазі віддалення, так і на фазі наближення, щоб уникнути заклинювання при можливому реверсі під час монтажу передачі.

Креслимо коромисло в крайніх положеннях. Робимо розбивку дуги, що описує центр ролика B , відповідно до графіка $S = f(\varphi)$.

Одержуємо на цій дузі точки B_0, B_1, B_2, \dots , відповідні точкам $0, 1, 2, 3, \dots$ на графіку $S = f(\varphi)$.

Через отримані точки проводимо промені, що дають відповідні положення коромисла. На зазначених променях від дуги, що описує центр ролика, відкладаємо відрізки $(B_i K_i) = \left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i$ в масштабі схеми,

тобто при $\mu_{\frac{dS}{d\varphi}} = \mu_S$.

При цьому значення $\left(\frac{dS}{d\varphi}\right)_i$ для фаз віддалення й наближення відкладаємо у бік лінійної швидкості центра ролика на відповідній фазі, поверненої на 90° в напрямку обертання кулачка.

						Арк
						41
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата	КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	

Через кінці K_i цих відрізків під кутом $[\mu]$ до них, проводимо промені. Зона, що розташована нижче всіх променів, є зоною можливих положень центра обертання кулачка, для яких $\mu_i \geq [\mu]$. За центр обертання кулачка приймаємо точку, що лежить у зазначеній зоні на промені, проведеному із центра обертання коромисла під заданим кутом ψ_0^T до його крайнього нижнього положення. При цьому відстань від обраного центра обертання кулачка до центра ролика в крайньому нижньому положенні дає шукане значення мінімального радіус-вектора центрового профілю кулачка $r_{min} = 98$ мм.

5.3 Побудова центрового й робочого профілів кулачка

Центровий профіль кулачка (траєкторію центра ролика в русі щодо кулачка) будуємо методом оберненого руху – інверсії [9].

Зазначений метод полягає в тім, що всьому механізму в цілому умовно надається обертальний рух з кутовою швидкістю кулачка ω_k , але в протилежному напрямку. При цьому кулачок зупиняється, а штовхач разом зі своєю нерухомою опорою обертається навколо центра обертання кулачка з кутовою швидкістю $\omega = -\omega_k$. Ролик при цьому кочиться по нерухомому кулачку, у результаті чого, штовхач крім переносного обертального руху разом з опорою, робить відносний обертальний рух навколо опори за законом, що залежить від профілю кулачка.

При цьому відносне розташування ланок кулачкового механізму буде таким же, як і в реальному механізмі, а центровий профіль може бути отриманий як траєкторія центра ролика в оберненому русі.

Маючи центровий профіль, вибираємо радіус ролика, виходячи з нерівностей $r_p \leq 0,8\rho_{min}$ і $r_p \leq 0,4r_{min}$, що забезпечують точне відтворення отриманого центрового профілю. Тут ρ_{min} – мінімальний радіус кривизни центрового профілю.

$$0,8\rho_{min} = 0,8 \cdot 100 = 80 \text{ мм};$$

$$0,4r_{min} = 0,4 \cdot 98 = 39,2 \text{ мм}.$$

Приймаємо $r_p = 22$ мм.

Будуємо робочий профіль кулачка у вигляді кривої, еквідистантної центровому профілю й віддаленої від нього по загальних нормалях на відстані, що дорівнює радіусу ролика.

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		42

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1 Кіницький, Я. Т. Практикум із теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2002. – 454 с. – ISBN 966-7760-41-3.

2 Кіницький, Я. Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – К. : Наукова думка, 2002. – 662 с. – ISBN 966-00-0740-X.

3 Динамический синтез рычажного исполнительного механизма : методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ / сост. : В. А. Загудаев, Н. И. Кинденко. – Краматорск : ДГМА, 2005. – 60 с.

4 Приводы машин : справочник / под общ. ред. В. В. Длоугого. – Л. : Машиностроение, 1982. – 384 с.

5 Силовой расчет плоских рычажных механизмов : методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ / сост. : В. А. Загудаев, С. Н. Зинченко, Н. И. Кинденко. – Краматорск : ДГМА, 2005.

6 Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів машинобудівних спеціальностей. Синтез евольвентного зубчастого зачеплення/ Укл.: В.О.Загудаєв, Н.В.Чоста, В.Є.Шолєнінов. – Краматорськ: ДДМА, 2007. – 60 с.

7 Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. А. С. Кореняко. – Киев : Вища школа, 1970. – 328 с.

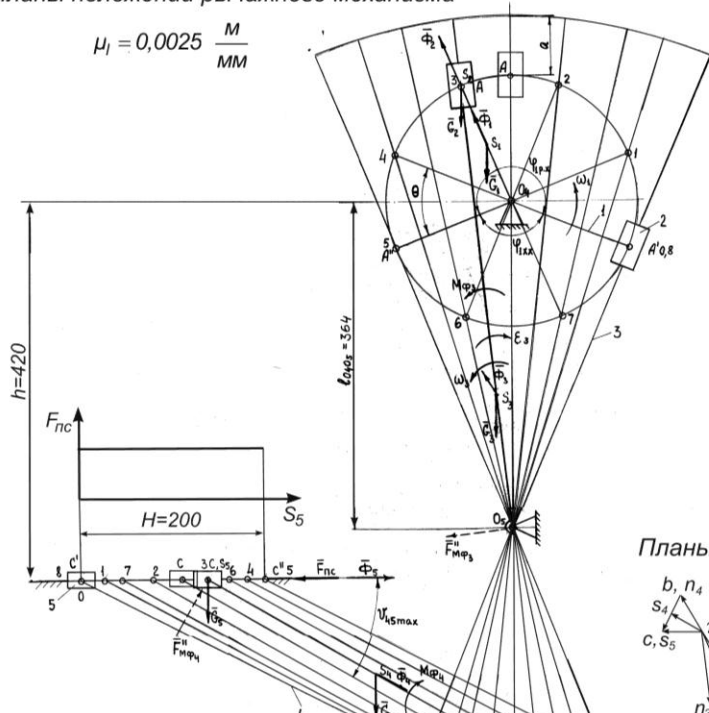
8 Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин». Синтез планетарних механізмів / Укл.: С.М. Зінченко, В.Є. Шолєнінов, Н.В. Чоста. – Краматорськ: ДДМА, 2005. – 28 с.

9 Динамический синтез кулачковых механизмов : методические указания к выполнению курсового проекта по ТММ / сост. : В. Ф. Дудко, Н. П. Малеева. – Краматорск : КИИ, 1981. – 36 с.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Арк
Вип.	Арк	№ докум.	Підпис	Дата		43

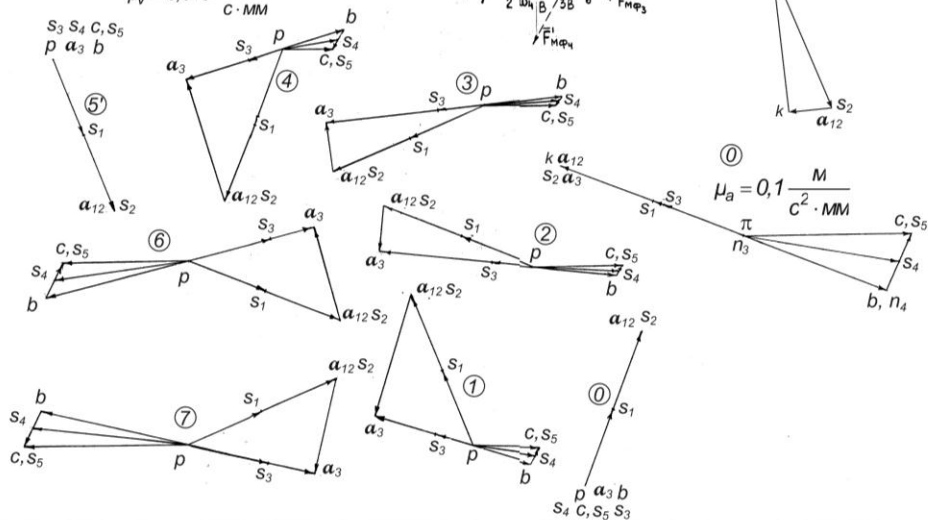
Планы положений рычажного механизма

$$\mu_l = 0,0025 \frac{M}{MM}$$



Планы скоростей

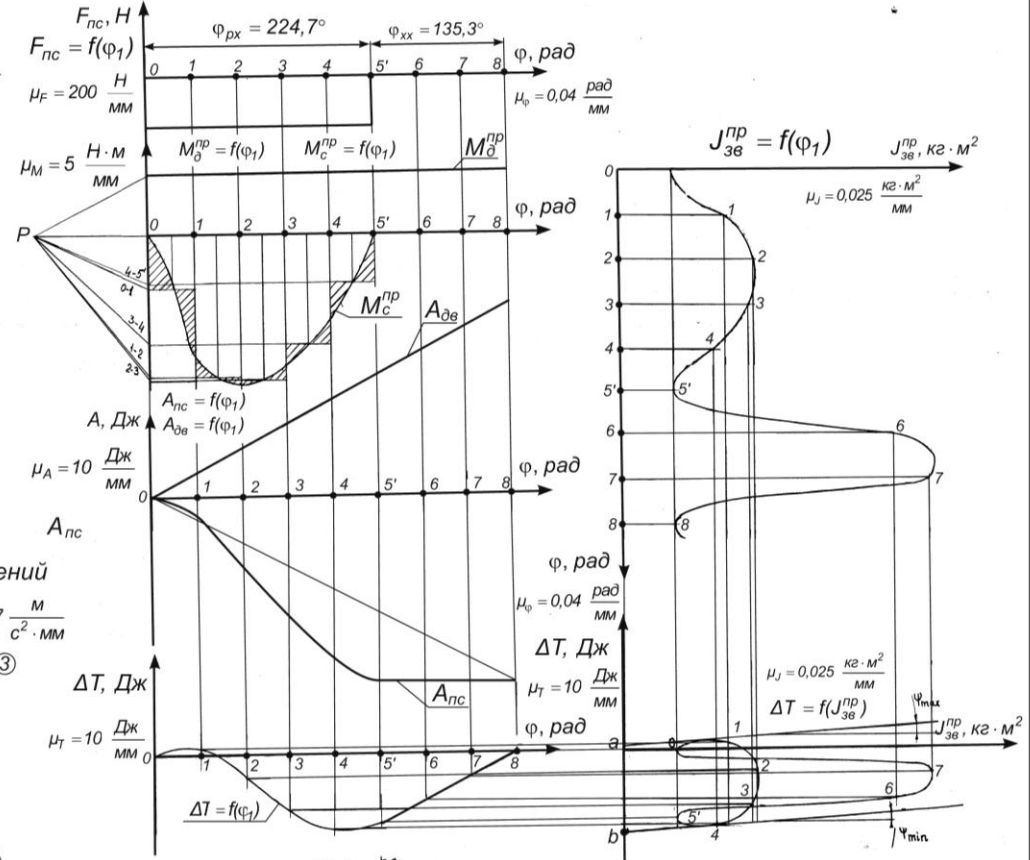
$$\mu_v = 0,015 \frac{M}{C \cdot MM}$$



Планы ускорений

$$\mu_a = 0,07 \frac{M}{C^2 \cdot MM}$$

$$\mu_a = 0,1 \frac{M}{C^2 \cdot MM}$$

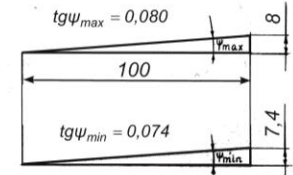


$J_{3\theta}^{np} = f(\phi_1)$

$$\mu_j = 0,025 \frac{kg \cdot m^2}{MM}$$

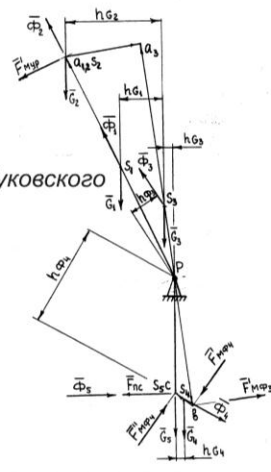
$$\mu_j = 0,025 \frac{kg \cdot m^2}{MM}$$

$$\Delta T = f(J_{3\theta}^{np})$$



Выходные параметры

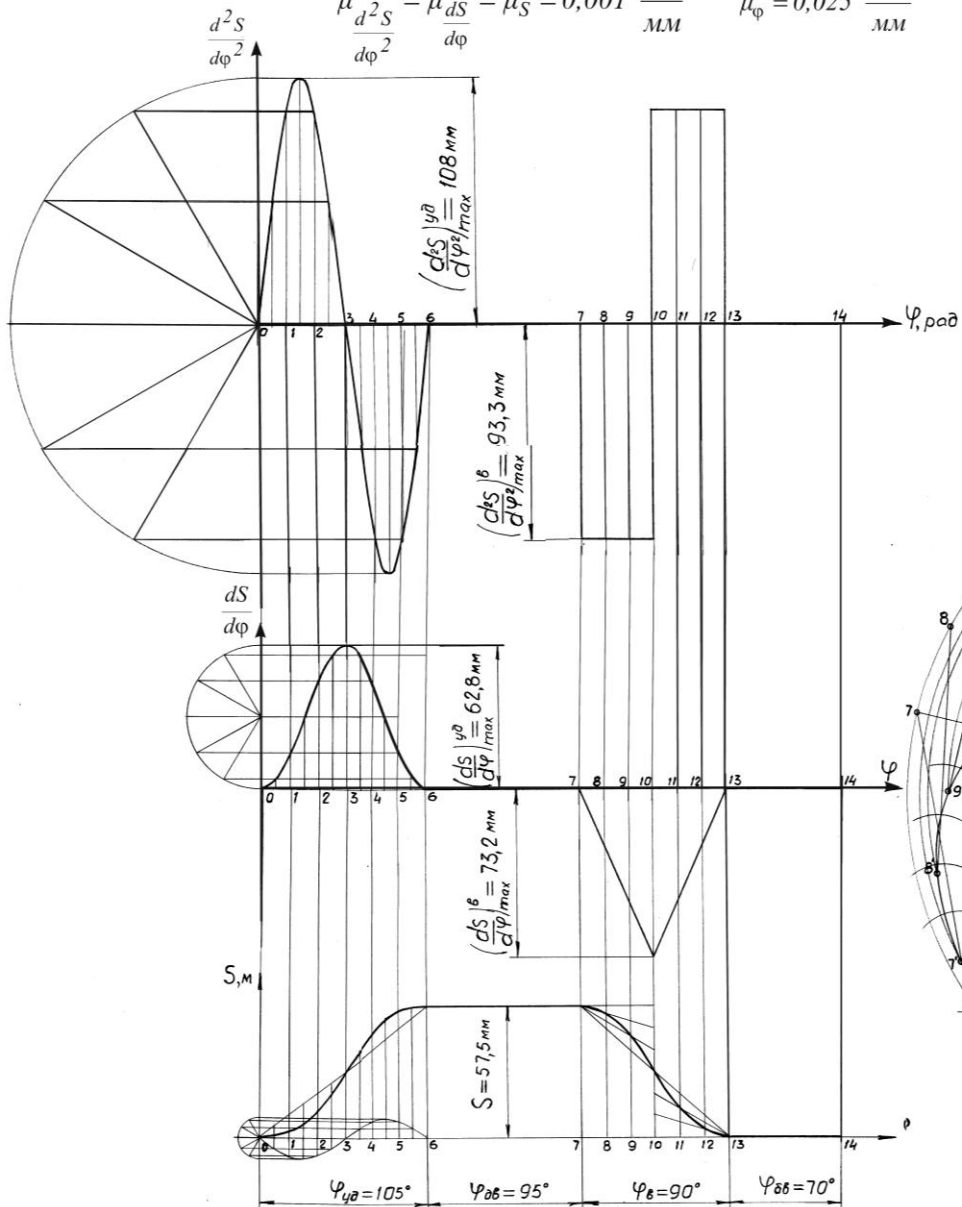
- $J_{M,K}^{np} = 184 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$
- $M_{np} = 258 \text{ Н} \cdot \text{м}$
- $M_{C,max}^{np} = 331 \text{ Н} \cdot \text{м}$



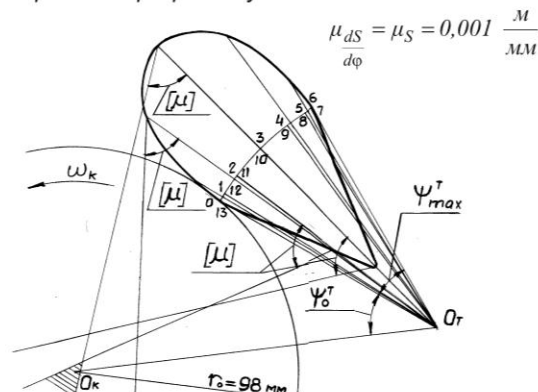
Курсовой проект по ТММ			
Имя	Фамилия	Дата	Лист
Имя	Фамилия	Дата	Лист 1
Имя	Фамилия	Дата	Лист 2
Динамический синтез машин			
Кафедра ОКММ ДГМА			
Гр.			

Диаграммы движения толкателя

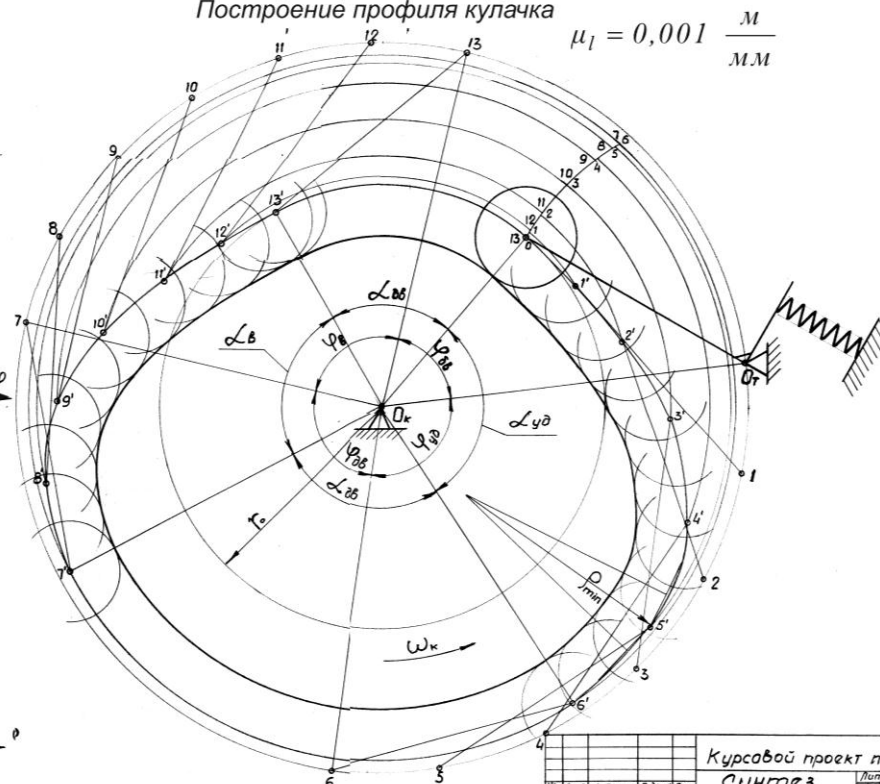
$$\mu \frac{d^2 S}{d\varphi^2} = \mu \frac{dS}{d\varphi} = \mu_S = 0,001 \frac{M}{MM} \quad \mu_\varphi = 0,025 \frac{рад}{MM}$$



Определение минимального радиуса-вектора центрального профиля кулачковой шайбы



Построение профиля кулачка



Курсовой проект по ТММ				Лист	Масштаб	Масштаб
Синтез кулачкового механизма				Лист	Масштаб	Масштаб
Исполнитель	Проверка	Учитель	Итого	Лист	Масштаб	Масштаб
Результат	Итого	Итого	Итого	Лист	Масштаб	Масштаб
Итого	Итого	Итого	Итого	Лист	Масштаб	Масштаб

ДОДАТОК Г

Витяг з каталогу асинхронних електродвигунів

Таблиця Г.1 – Електродвигуни асинхронні трифазні серії 4А
закриті, що обдуваються

Тип двигуна	Потужність, кВт	Частота обертання, об/хв	ККД, %	$\cos(\varphi)$	$\frac{M_{нус}}{M_{ном}}$	$\frac{M_{max}}{M_{ном}}$	$GD^2,$ кг·м ²
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Синхронна частота обертання 3000 об /хв</i>							
4A50A2B3	0,09	2740	60	0,7	2	2,2	0,000098
4A50Y2B3	0,12	2710	63	0,7	2	2,2	0,000107
4A56A2B3	0,18	2800	66	0,76	2	2,2	0,00166
4A56Y2B3	0,25	2770	68	0,77	2	2,2	0,00186
4A63A2B3	0,37	2750	70	0,86	2	2,2	0,00305
4A63Y2B3	0,55	2740	73	0,86	2	2,2	0,0036
4A71A2B3	0,75	2840	77	0,87	2	2,2	0,0039
4A71Y2B3	1,1	2810	77,5	0,87	2	2,2	0,0042
4A80A2B3	1,5	2850	81	0,85	2,1	2,6	0,0073
4A80Y2B3	2,2	2850	83	0,87	2,1	2,6	0,0085
4A90L2B3	3	2840	84,5	0,88	2,1	2,5	0,0141
4A100S2B3	4	2880	86,5	0,89	2	2,5	0,0237
4A100L2B3	5,5	2880	87,5	0,91	2	2,5	0,03
4A112M2B3	7,5	2900	87,5	0,88	2	2,8	0,04
4A132M2B3	11	2900	88	0,9	1,7	2,8	0,09
4A160S2B3	15	2940	88	0,91	1,4	2,2	0,19
4A160M2B3	18,5	2940	88,5	0,92	1,4	2,2	0,21
4A180S2B3	22	2945	88,5	0,91	1,4	2,5	0,28
4A180M2B3	30	2945	90,5	0,9	1,4	2,5	0,34
4A200M2B3	37	2945	90	0,89	1,4	2,5	0,58
4A200L2B3	45	2945	91	0,9	1,4	2,5	0,67
4A225M2B3	55	2945	91	0,92	1,4	2,5	1
4A250S2B3	75	2960	91	0,89	1,2	2,5	1,86
4A250M2B3	90	2960	92	0,9	1,2	2,5	2,08
4A280S2B3	110	2970	91	0,89	1,2	2,2	4,36
4A280M2B3	132	2970	91,5	0,89	1,2	2,2	4,76
4A315S2B3	160	2970	92	0,9	1,2	2,2	5,6
4A315M2B3	200	2970	92,5	0,9	1,2	2,2	6,5
4A355S2B3	250	2970	92,5	0,9	1	1,9	11,4
4A355M2B3	315	2970	93	0,91	1	1,9	12,9

Продовження таблиці Г.1

<i>Синхронна частота обертання 1500 об/хв</i>							
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
4A50A4B3	0,06	1380	50	0,6	2	2,2	0,000115
4A50Y4B3	0,09	1370	55	0,6	2	2,2	0,00013
4A56A4B3	0,12	1375	63	0,66	2,1	2,2	0,0028
4A56Y4B3	0,18	1365	64	0,64	2,1	2,2	0,00315
4A63A4B3	0,25	1380	68	0,65	2	2,2	0,00495
4A63Y4B3	0,37	1365	68	0,69	2	2,2	0,0055
4A71A4B3	0,55	1390	70,5	0,7	2	2,2	0,0052
4A71Y4B3	0,75	1390	72	0,73	2	2,2	0,0057
4A80A4B3	1,1	1420	75	0,81	2	2,2	0,0129
4A80Y4B3	1,5	1415	77	0,83	2	2,2	0,0133
4A90L4B3	2,2	1425	80	0,83	2,1	2,4	0,0224
4A100S4B3	3	1435	82	0,83	2	2,4	0,0347
4A100L4B3	4	1430	84	0,84	2	2,4	0,045
4A112M4B3	5,5	1445	85,5	0,85	2	2,2	0,07
4A132S4B3	7,5	1455	87,5	0,86	2,2	3	0,11
4A132M4B3	11	1460	87,5	0,87	2,2	3	0,16
4A160S4B3	15	1465	88,5	0,88	1,4	2,3	0,41
4A160M4B3	18,5	1465	89,5	0,88	1,4	2,3	0,51
4A180S4B3	22	1470	90	0,9	1,4	2,3	0,76
4A180M4B3	30	1470	91	0,89	1,4	2,3	0,93
4A200M4B3	37	1475	91	0,9	1,4	2,5	1,47
4A200L4B3	45	1475	92	0,9	1,4	2,5	1,78
4A225M4B3	55	1480	92,5	0,9	1,3	2,5	2,56
4A250S4B3	75	1480	93	0,9	1,2	2,3	4,08
4A250M4B3	90	1480	93	0,91	1,2	2,3	4,67
4A280S4B3	110	1470	92,5	0,9	1,2	2	9,2
4A280M4B3	132	1480	93	0,9	1,3	2	9,9
4A315S4B3	160	1480	93,5	0,91	1,3	2,2	12,3
4A315M4B3	200	1480	94	0,92	1,3	2,2	14,5
4A355S4B3	250	1485	94,5	0,92	1,2	2	24
4A355M4B3	315	1485	94,5	0,92	1,2	2	28,2

Продовження таблиці Г.1

Синхронна частота обертання 1000 об/хв							
1	2	3	4	5	6	7	8
4A63A6B3	0,18	885	56	0,62	2,2	2,2	0,00694
4A63Y6B3	0,25	890	59	0,62	2,2	2,2	0,0086
4A71A6B3	0,37	910	64,5	0,69	2	2,2	0,0067
4A71Y6B3	0,55	900	67,5	0,71	2	2,2	0,0081
4A80A6B3	0,75	915	69	0,74	2	2,2	0,0185
4A80Y6B3	1,1	920	74	0,74	2	2,2	0,0184
4A90L6B3	1,5	935	75	0,74	2	2,2	0,0294
4A100L6B3	2,2	950	81	0,73	2	2,2	0,0524
4A112MA6B3	3	955	81	0,76	2	2,5	0,07
4A112MB6B3	4	950	82	0,81	2	2,5	0,08
4A132S6B3	5,5	965	85	0,8	2	2,5	0,16
4A132M6B3	7,5	970	85,5	0,81	2	2,5	0,23
4A160S6B3	11	975	86	0,86	1,2	2	0,55
4A160M6B3	15	975	87,5	0,87	1,2	2	0,73
4A180M6B3	18,5	975	88	0,87	1,2	2	0,88
4A200M6B3	22	975	90	0,9	1,3	2,4	1,6
4A200L6B3	30	980	90,5	0,9	1,3	2,4	1,81
4A225M6B3	37	980	91	0,89	1,2	2,3	2,95
4A250S6B3	45	985	91,5	0,89	1,2	2,1	4,62
4A250M6B3	55	985	91,5	0,89	1,2	2,1	5,04
4A280S6B3	75	985	92	0,89	1,4	2,2	11,7
4A280M6B3	90	985	92,5	0,89	1,4	2,2	13,5
4A315S6B3	110	985	93	0,9	1,4	2,2	16
4A315M6B3	132	985	93,5	0,9	1,4	2,2	18
4A355S6B3	160	985	93,5	0,9	1,4	2,2	29,3
4A355M6B3	200	985	94	0,9	1,4	2,2	35,2

Продовження таблиці Г.1

<i>Синхронна частота обертання 750 об/хв</i>							
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>	<i>5</i>	<i>6</i>	<i>7</i>	<i>8</i>
4A71Y8B3	0,25	680	56	0,65	1,6	1,7	0,0074
4A80A8B3	0,37	675	61,5	0,65	1,6	1,7	0,0135
4A80Y8B3	0,55	700	64	0,65	1,6	1,7	0,0162
4A90LA8B3	0,75	700	68	0,62	1,6	1,9	0,027
4A90LB8B3	1,1	700	70	0,68	1,6	1,9	0,0345
4A100L8B3	1,5	700	74	0,65	1,6	1,9	0,052
4A112MA8B3	2,2	700	76,5	0,71	1,9	2,2	0,07
4A112MB8B3	3	700	79	0,74	1,9	2,2	0,1
4A132S8B3	4	720	83	0,7	1,9	2,6	0,17
4A132M8B3	5,5	720	83	0,74	1,9	2,6	0,23
4A160S8B3	7,5	730	86	0,75	1,4	2,2	0,55
4A160M8B3	11	730	87	0,75	1,4	2,2	0,72
4A180M8B3	15	730	87	0,85	1,2	2	1
4A200M8B3	18,5	735	88,5	0,84	1,2	2,2	1,6
4A200L8B3	22	730	88,5	0,84	1,3	2	1,81
4A225M8B3	30	735	90	0,81	1,2	2,1	2,95
4A250S8B3	37	735	90	0,83	1,2	2	4,62
4A250M8B3	45	740	91	0,84	1,2	2	5,45
4A280S8B3	55	435	92	0,84	1,2	2	12,7
4A280M8B3	75	735	92,5	0,85	1,2	2	16,5
4A315S8B3	90	740	93	0,85	1,2	2,3	19,7
4A315M8B3	110	740	93	0,85	1,2	2,3	23,4
4A355S8B3	132	740	93,5	0,85	1,2	2,2	36,2
4A355M8B3	160	740	93,5	0,85	1,2	2,2	40,8

ДОДАТОК Д

Блокуючі контури циліндричних евольвентних зубчастих передач

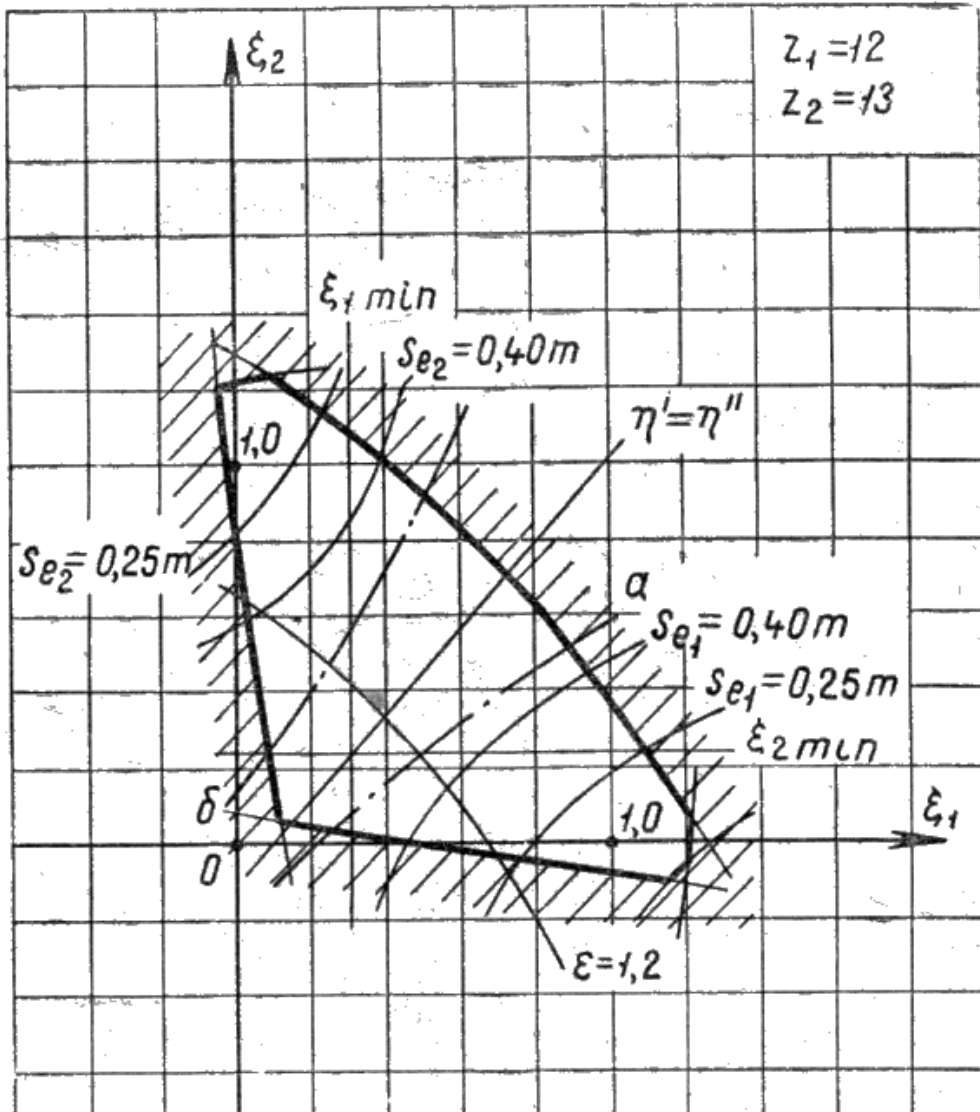


Рисунок Д.1

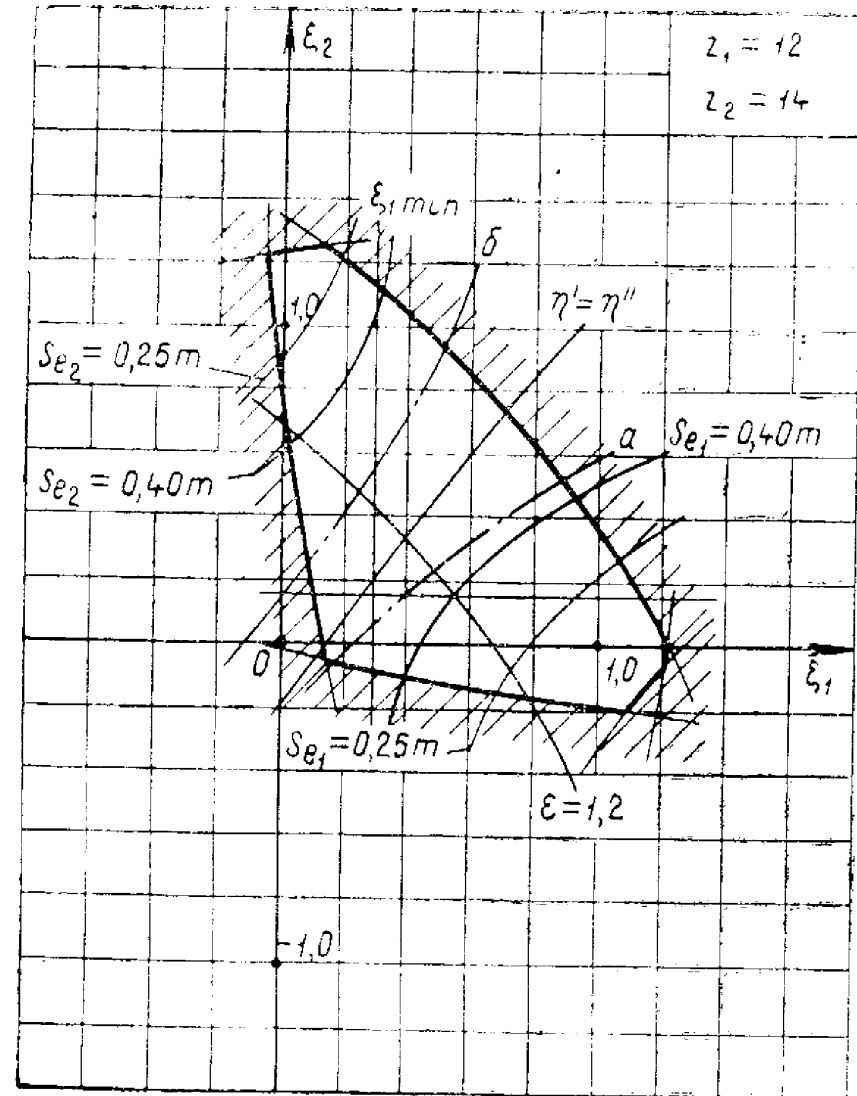


Рисунок Д.2

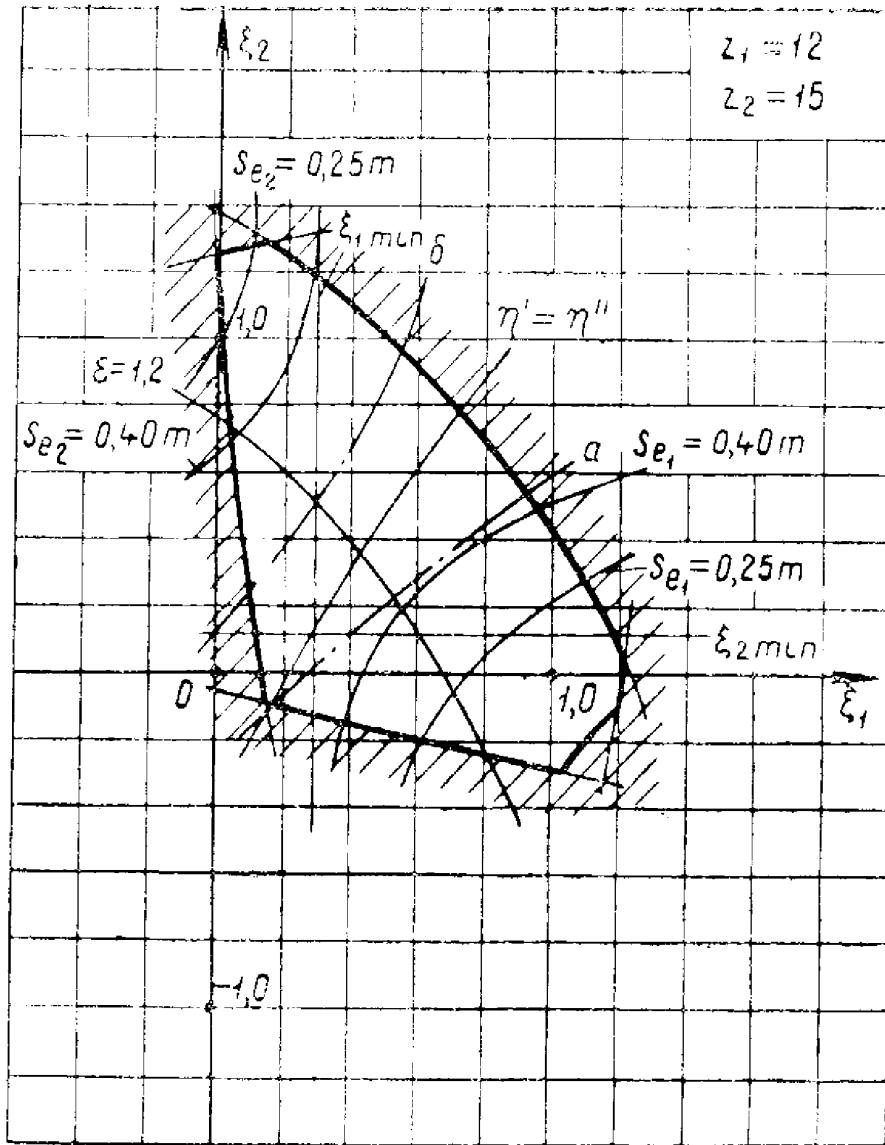


Рисунок Д.3

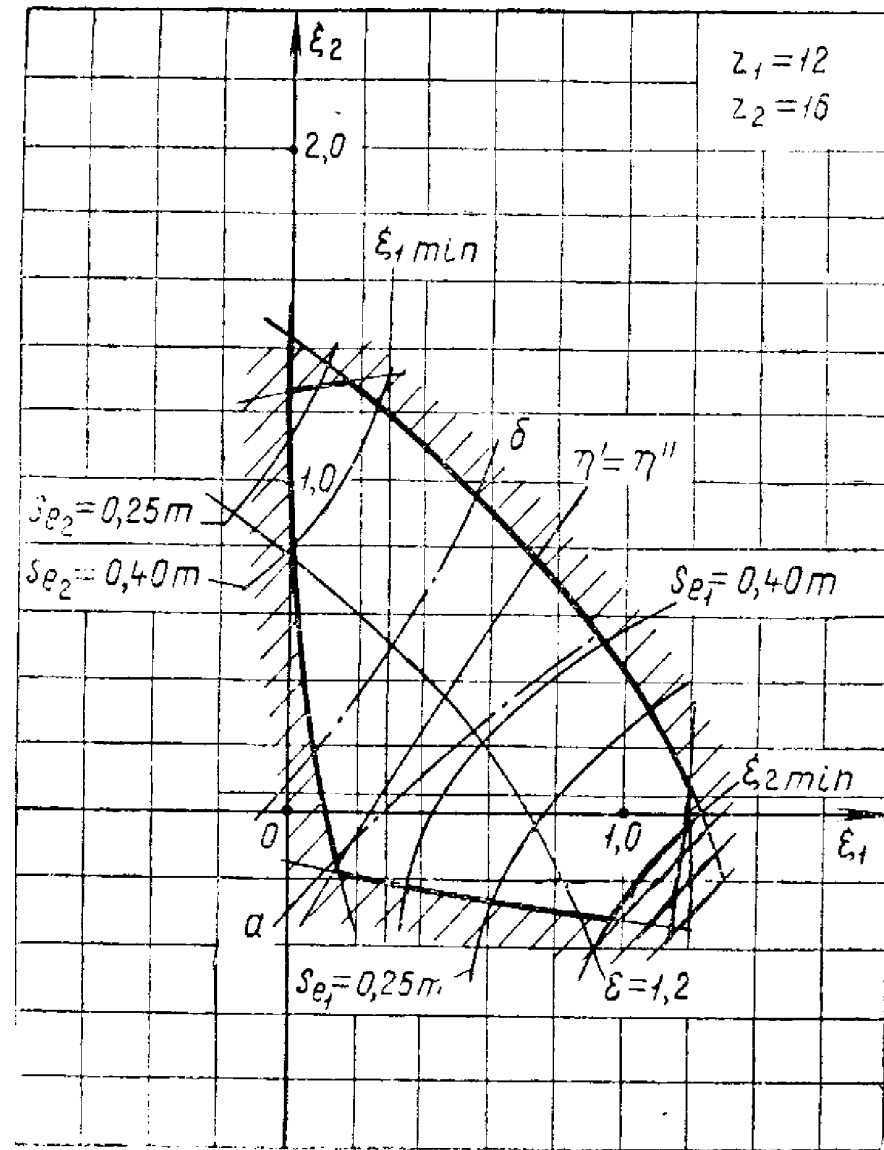


Рисунок Д.4

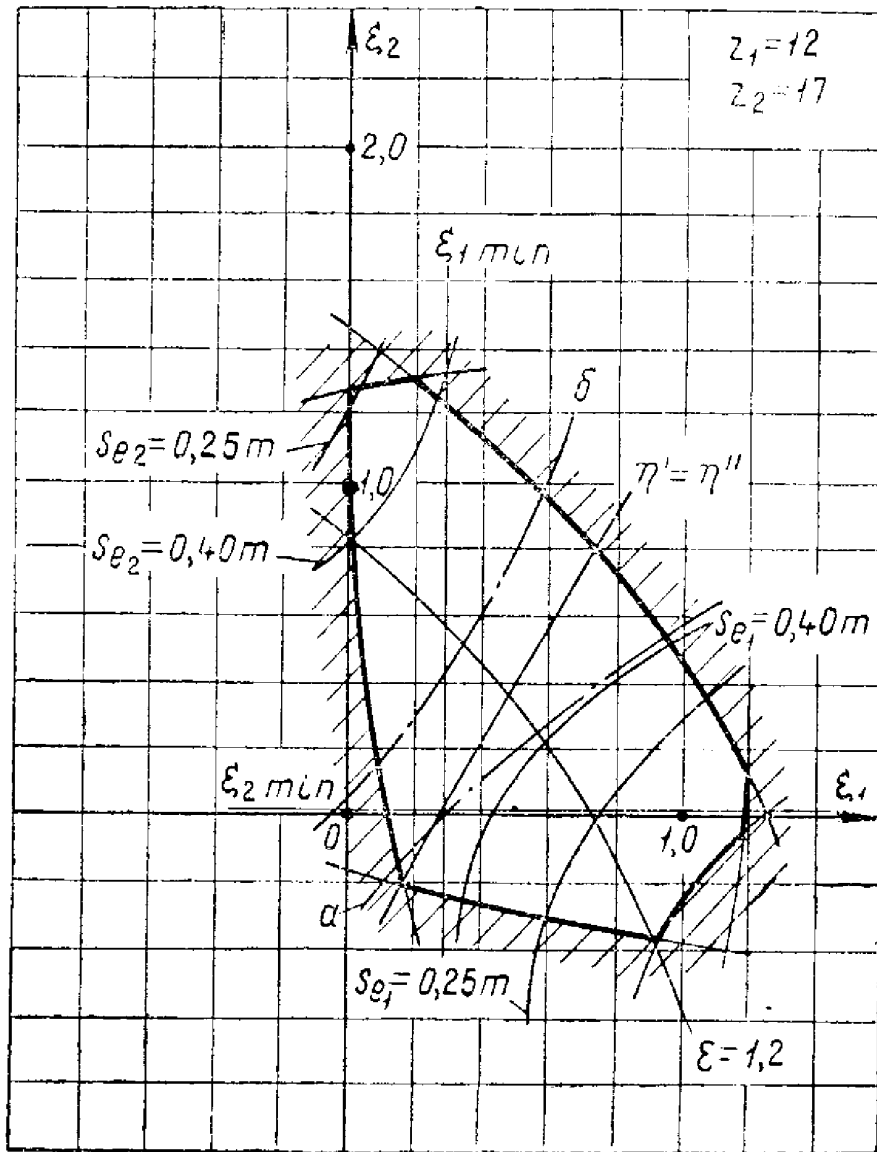


Рисунок Д.5

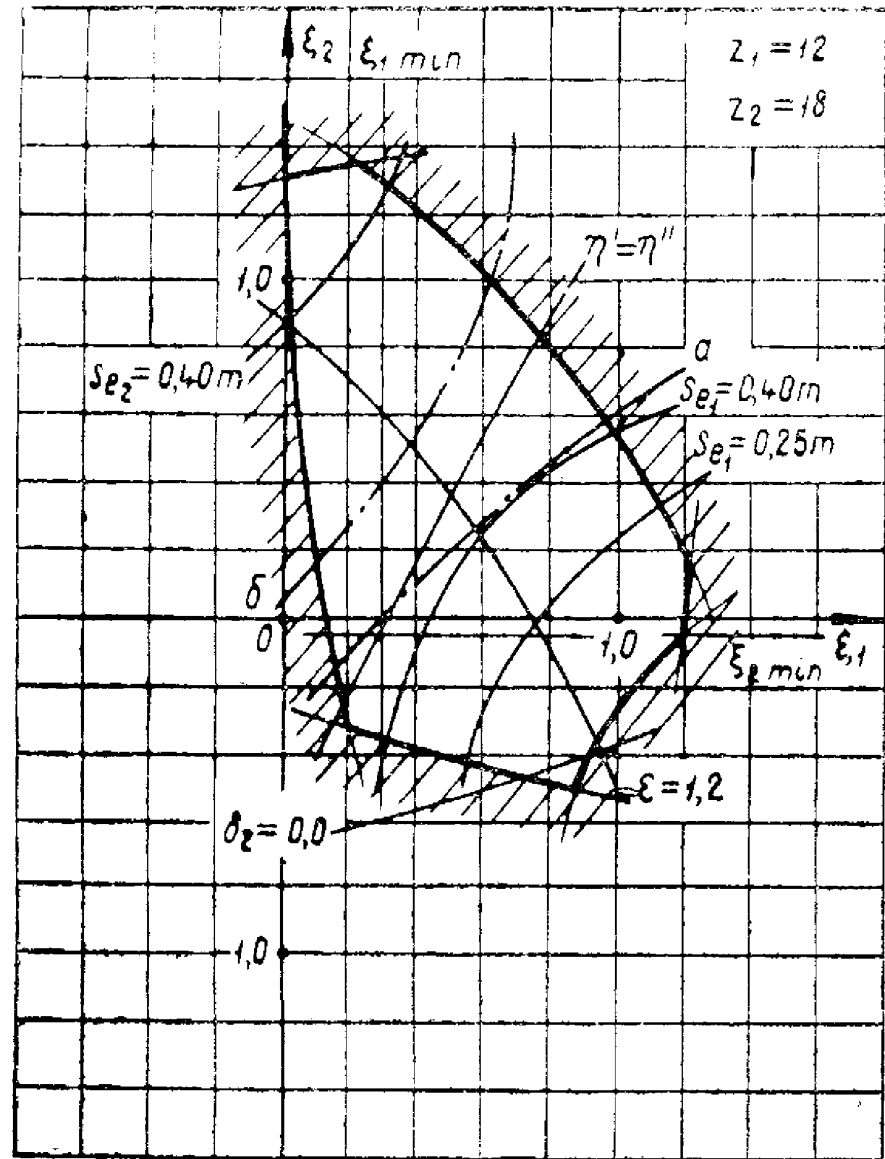


Рисунок Д.6

77

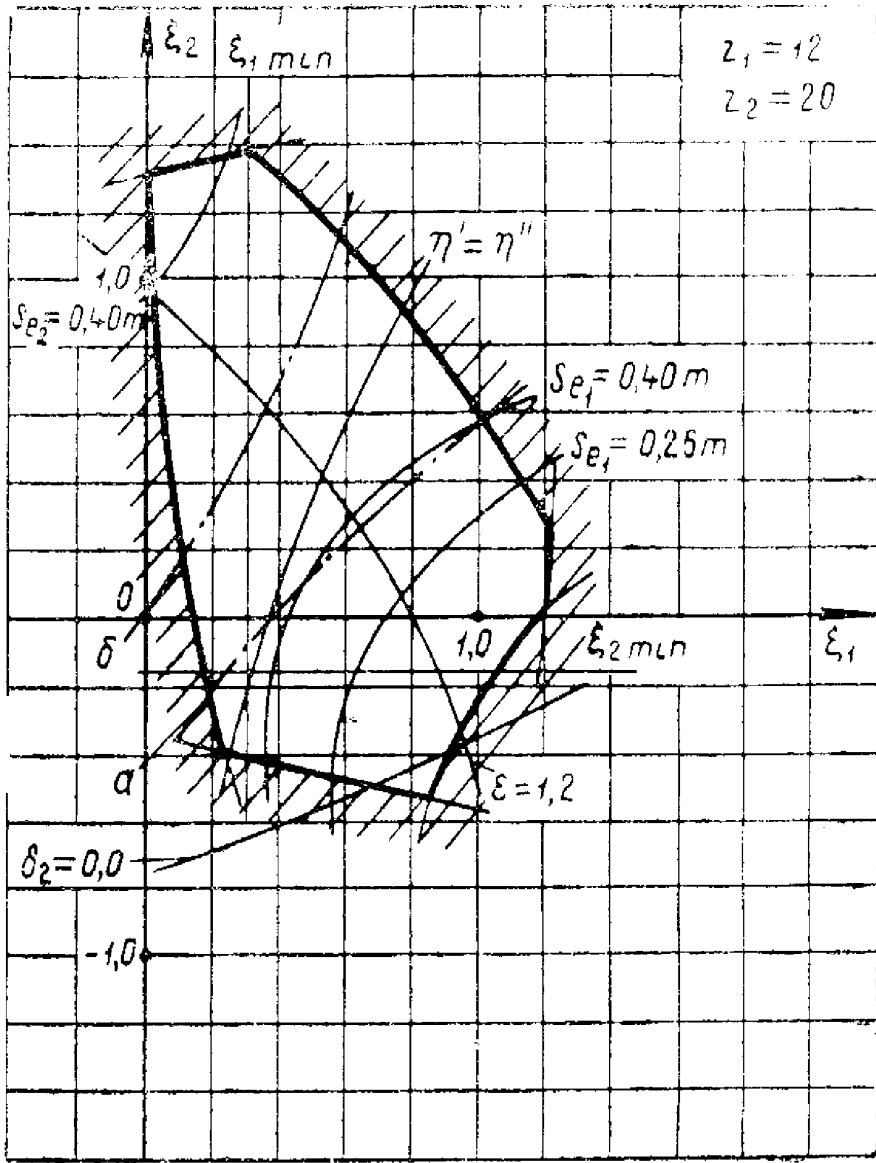


Рисунок Д.7

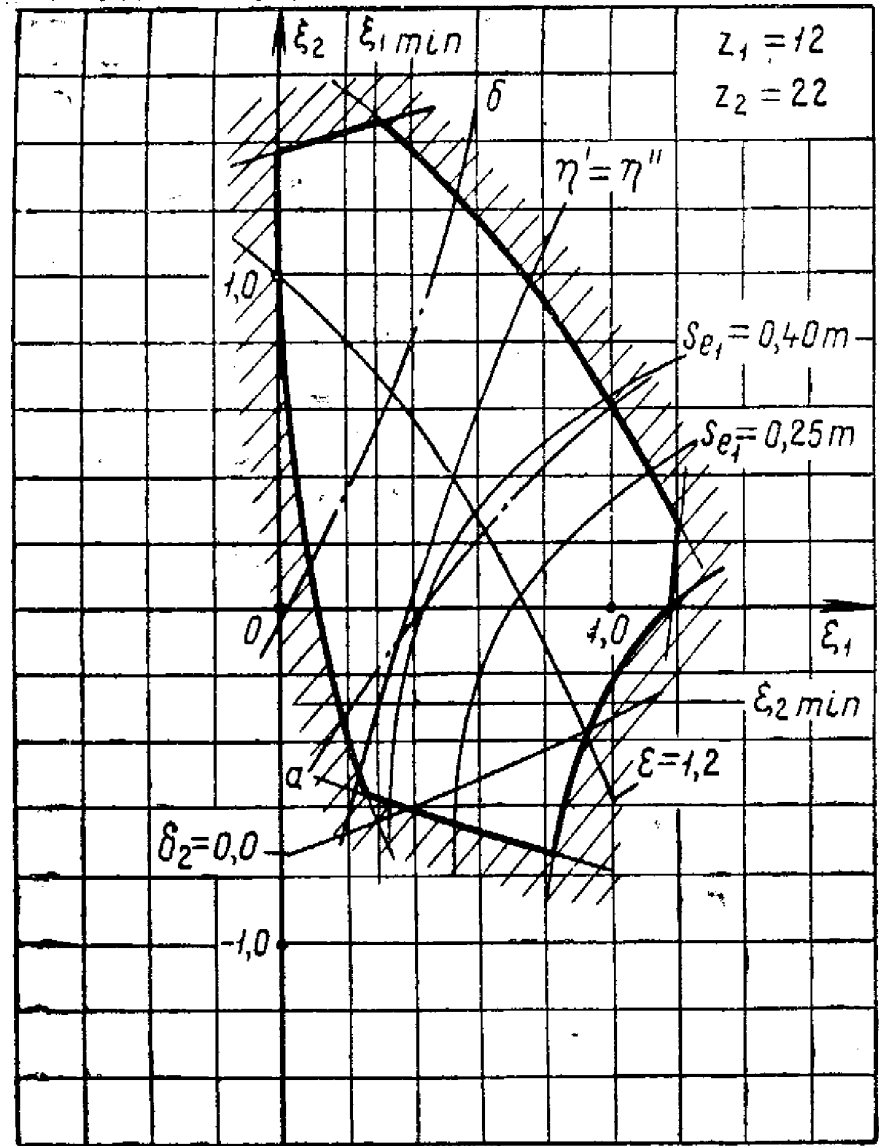


Рисунок Д.8

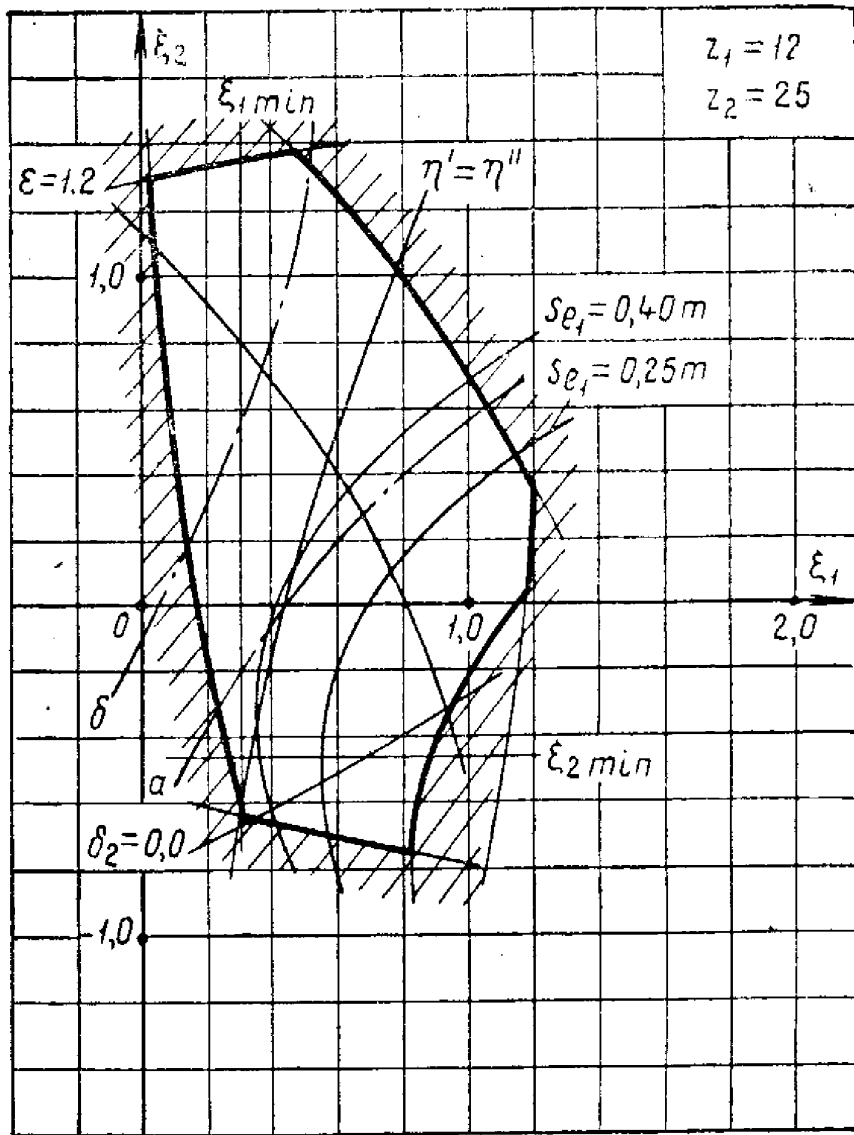


Рисунок Д.9

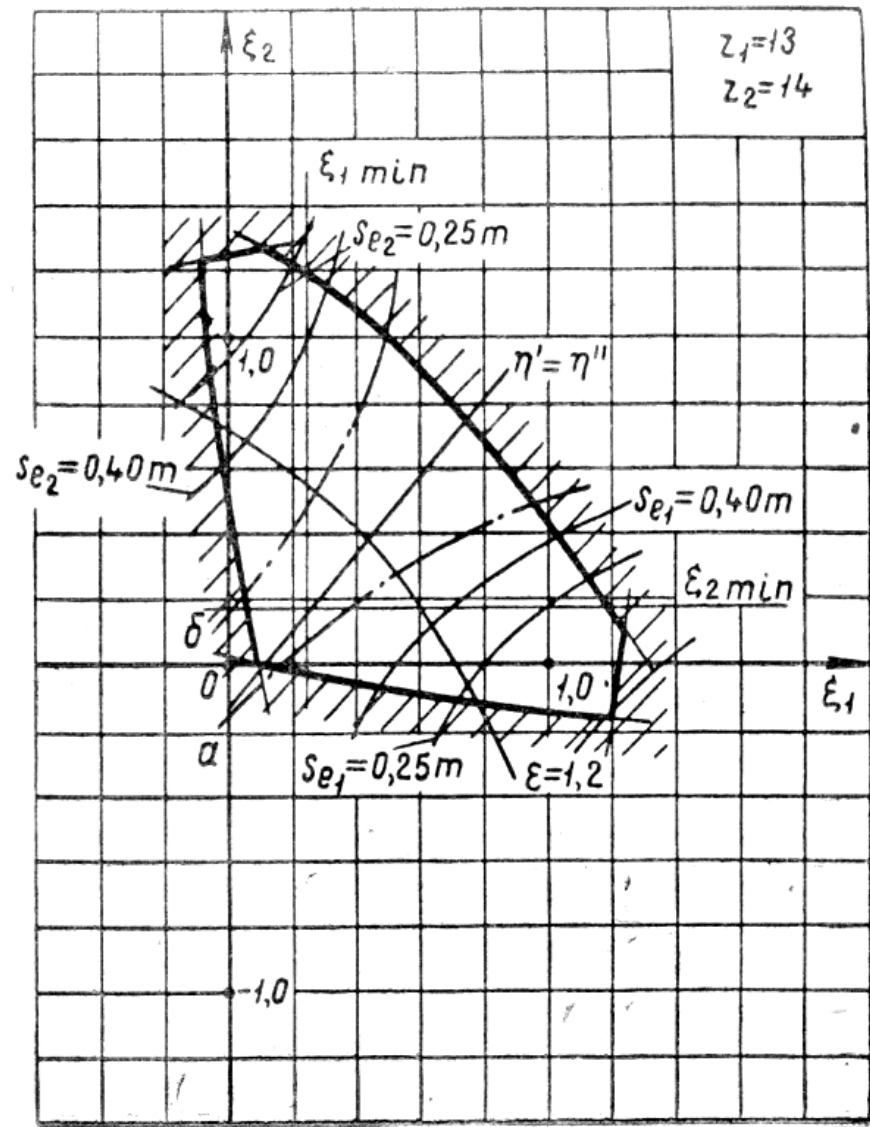


Рисунок Д.10

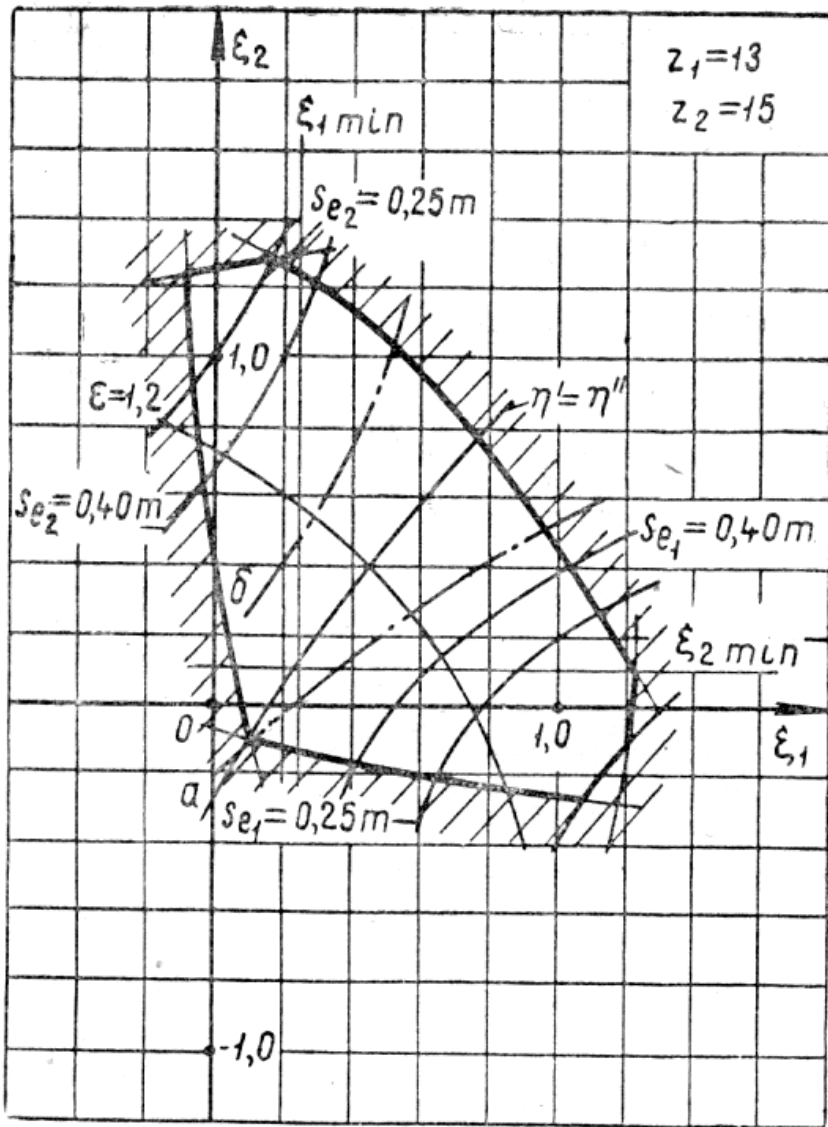


Рисунок Д.11

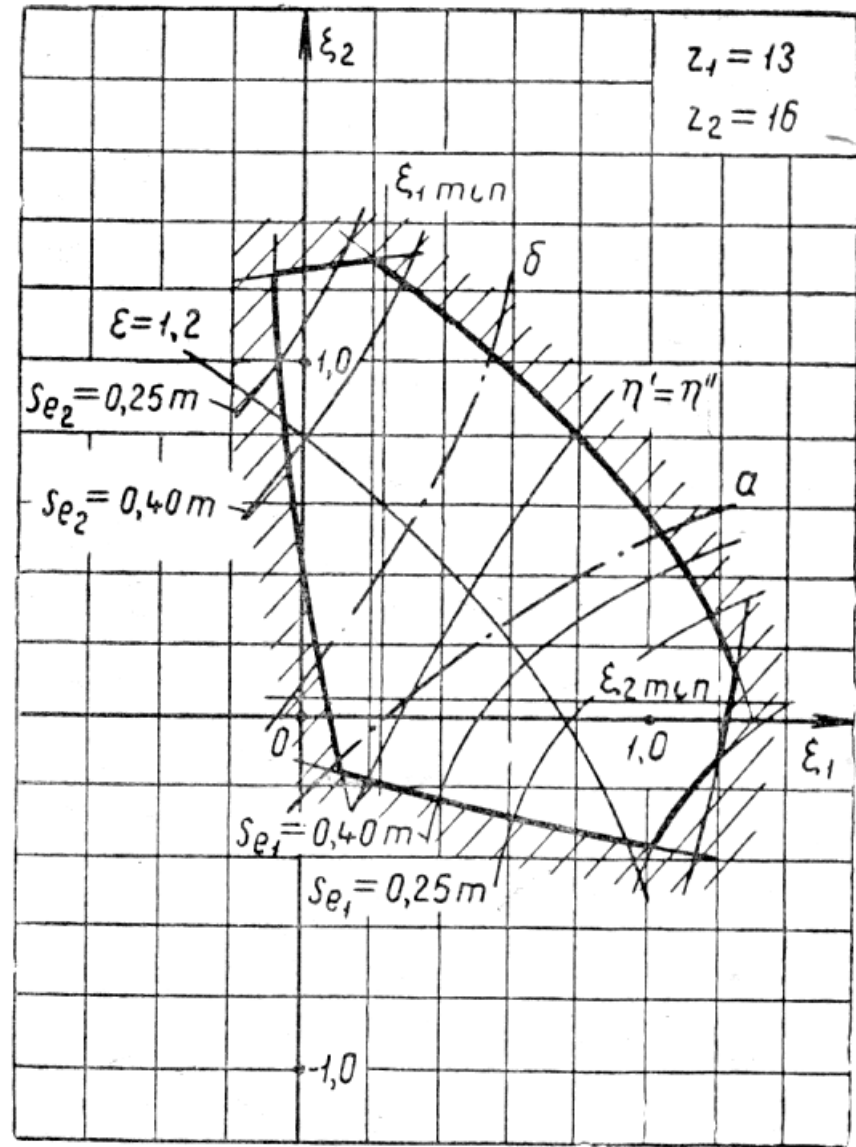


Рисунок Д.12

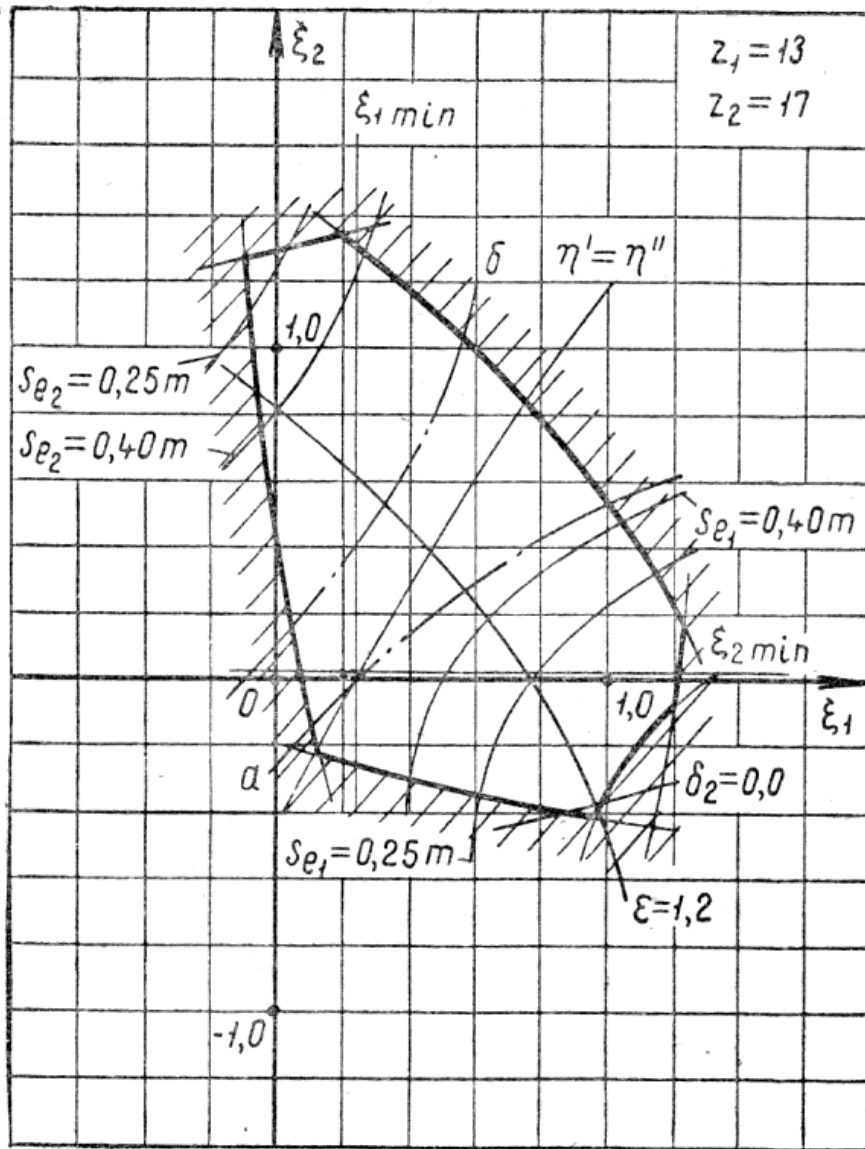


Рисунок Д.13

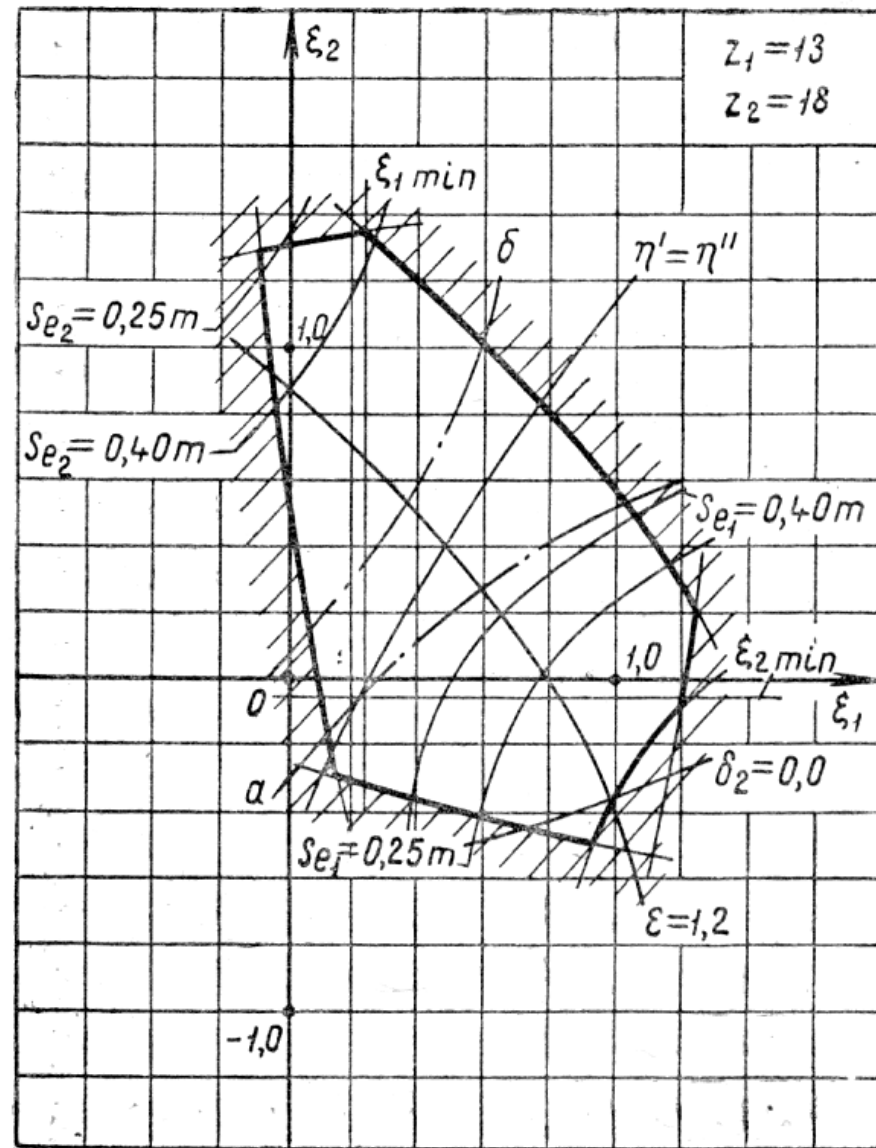


Рисунок Д.14

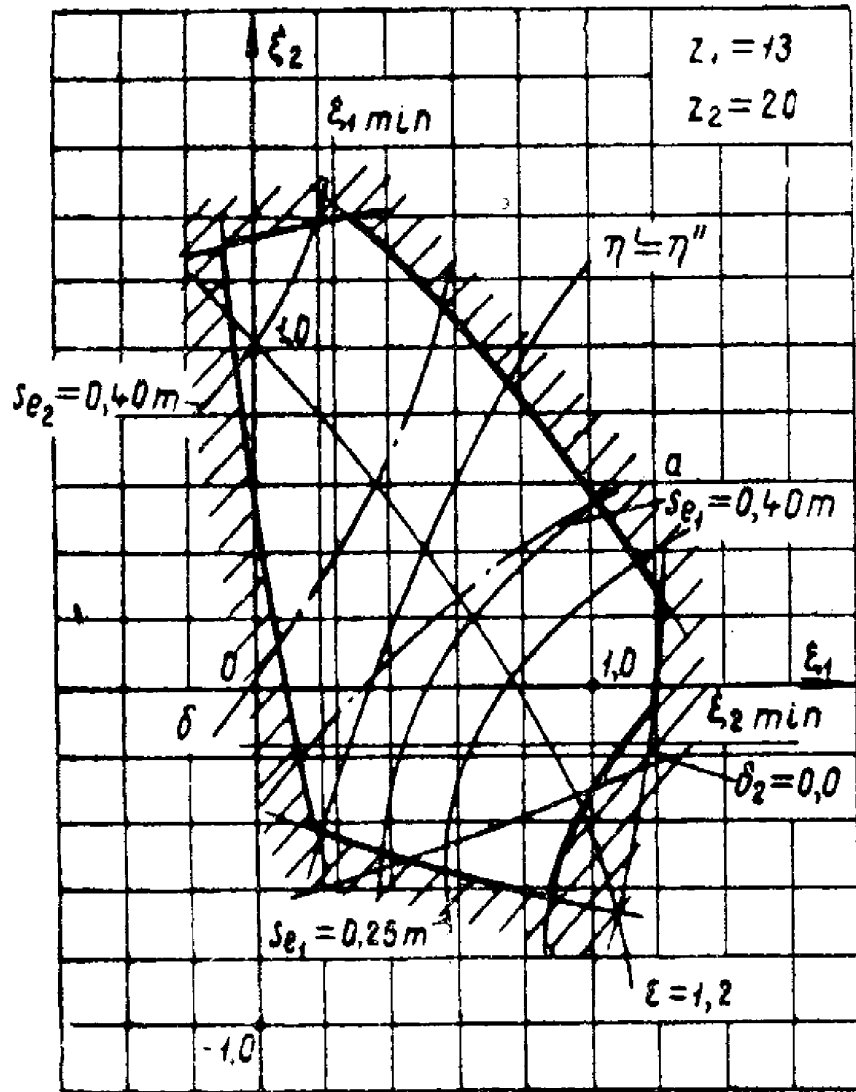


Рисунок Д.15

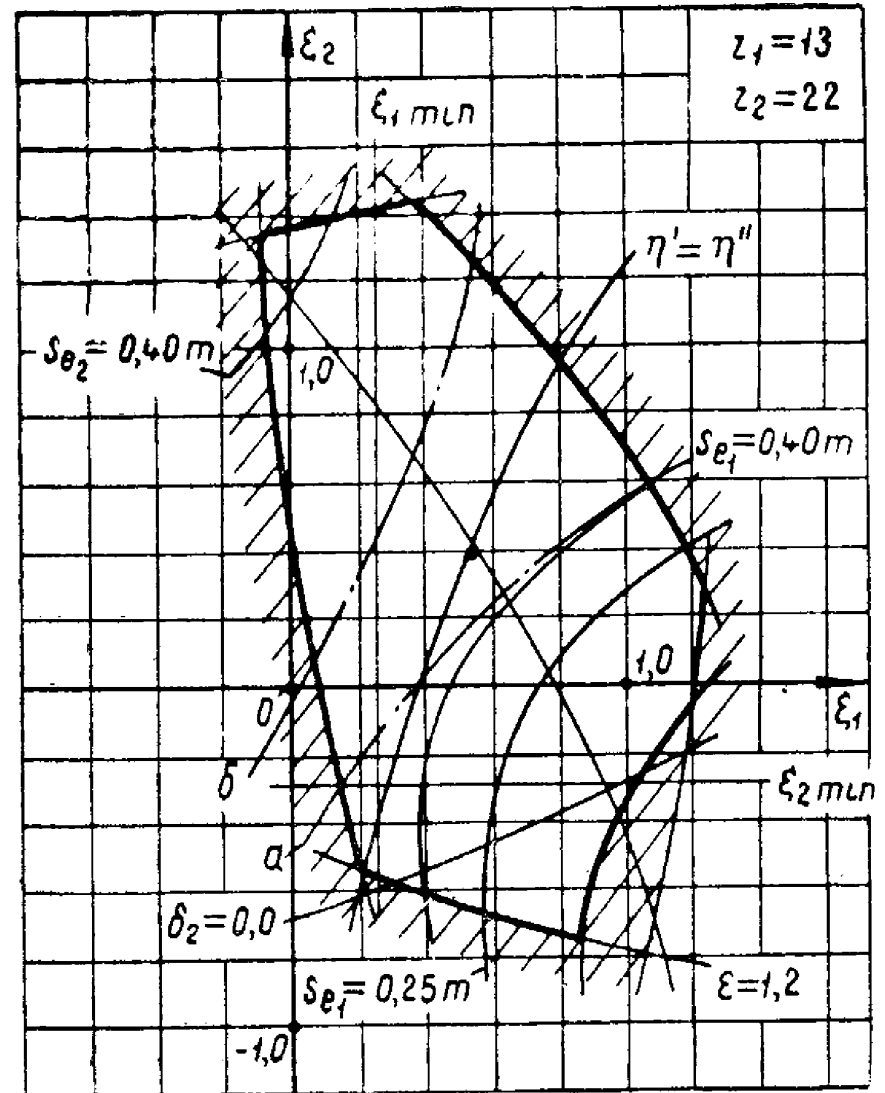


Рисунок Д.16

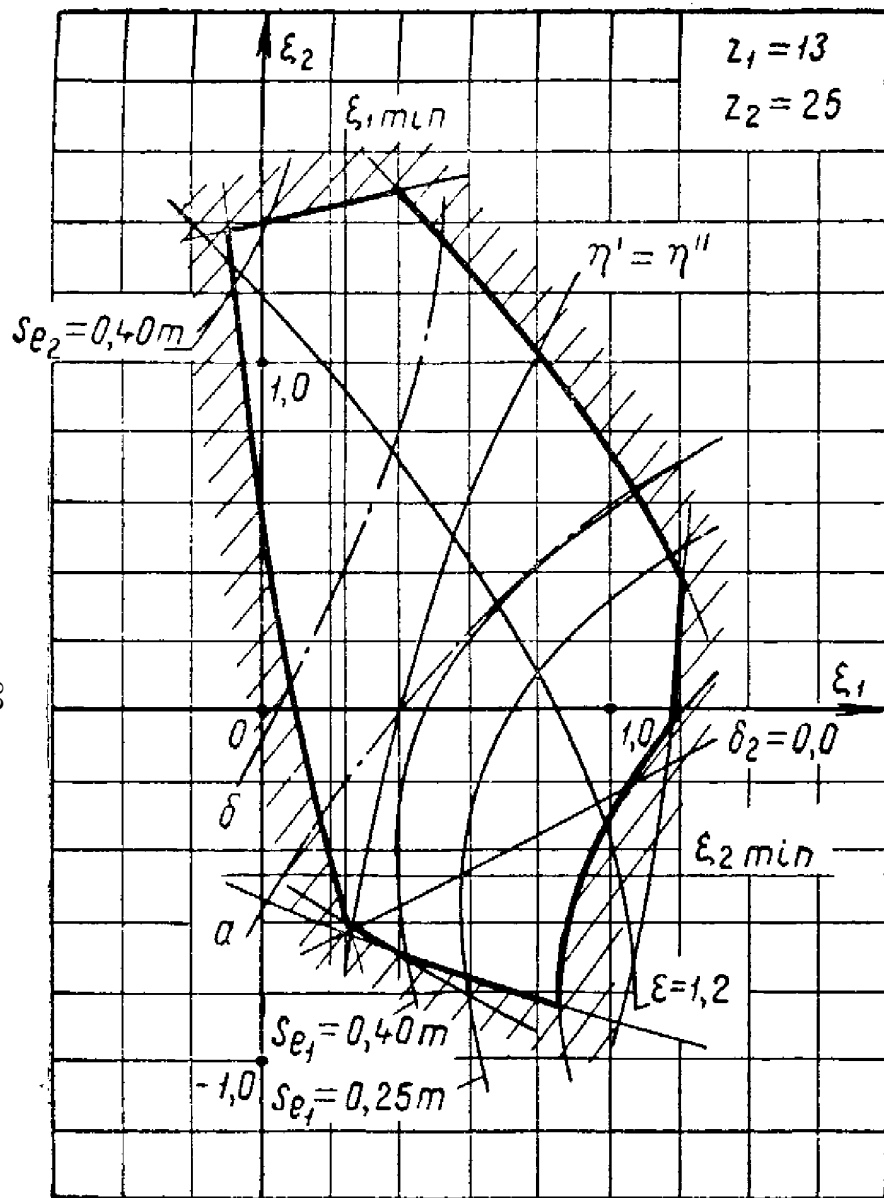


Рисунок Д.17

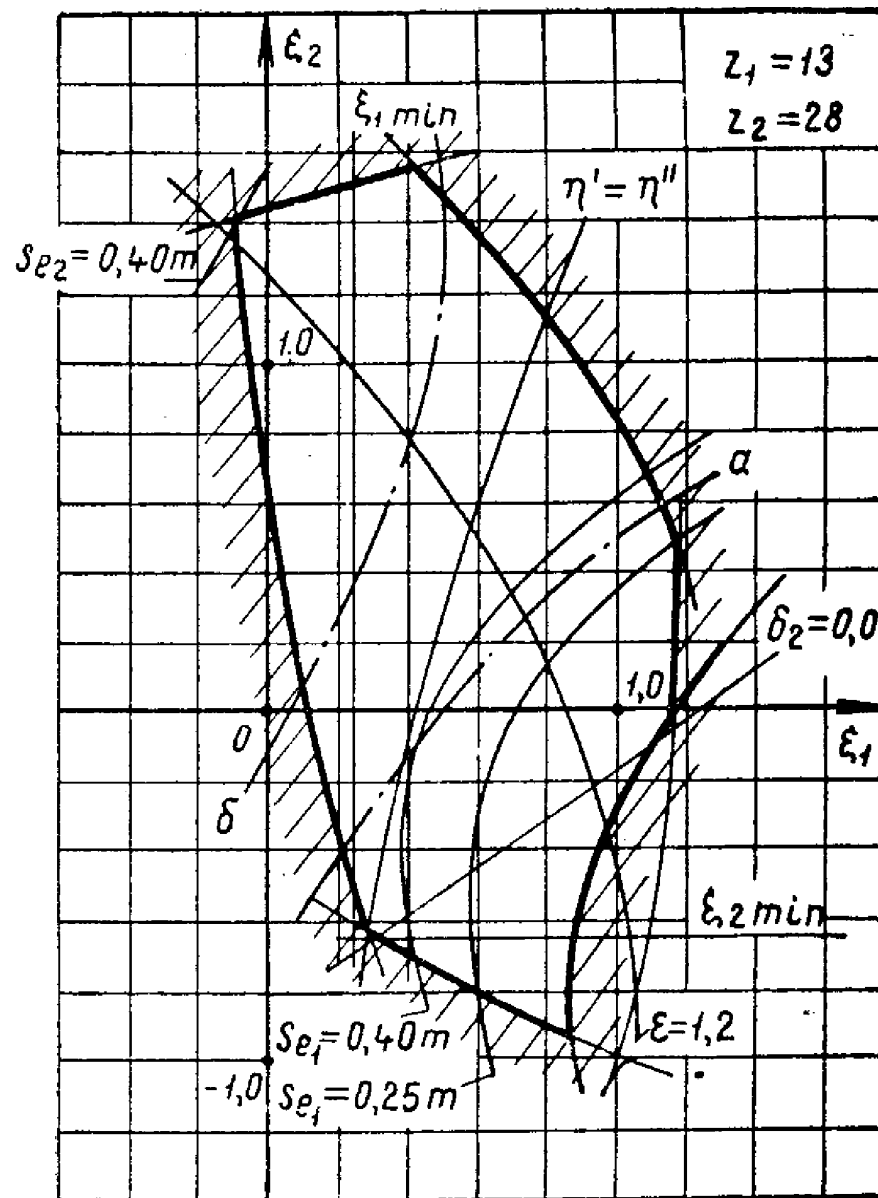


Рисунок Д.18

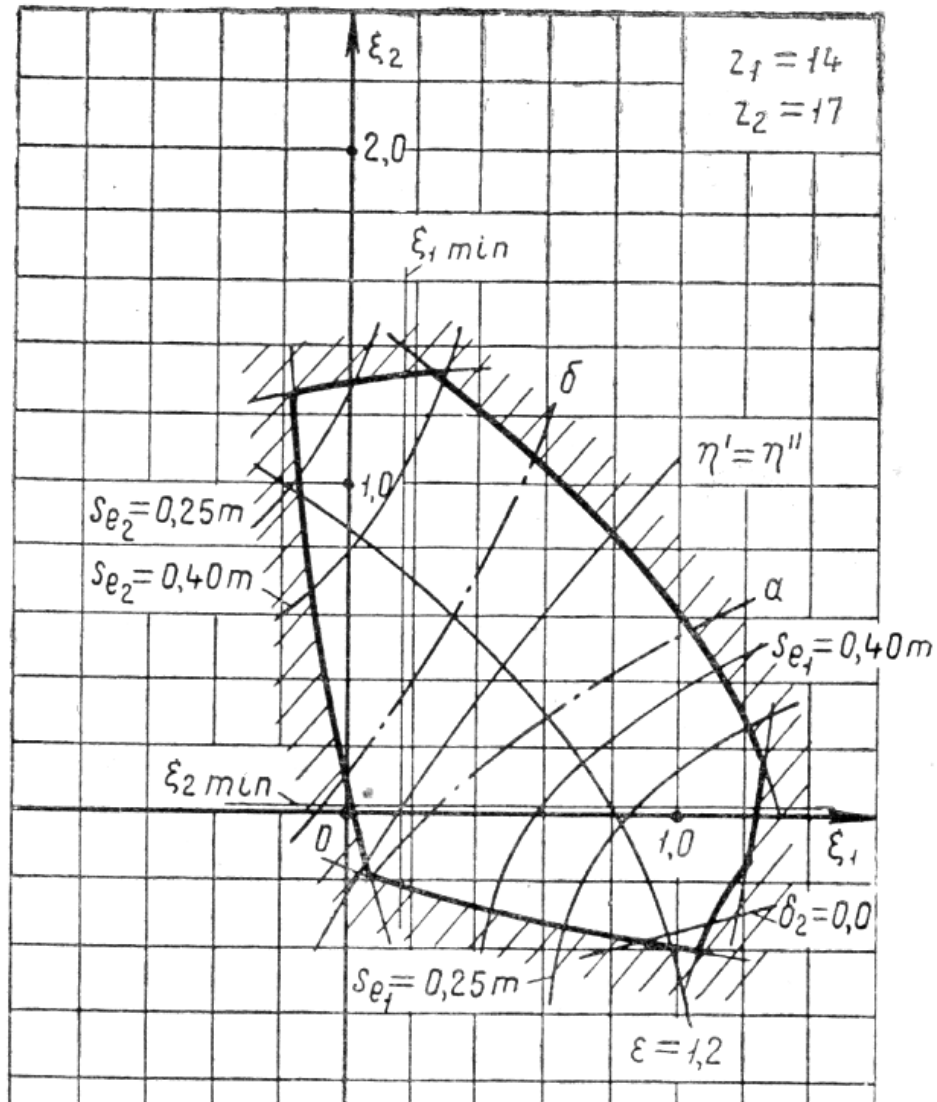


Рисунок Д.21

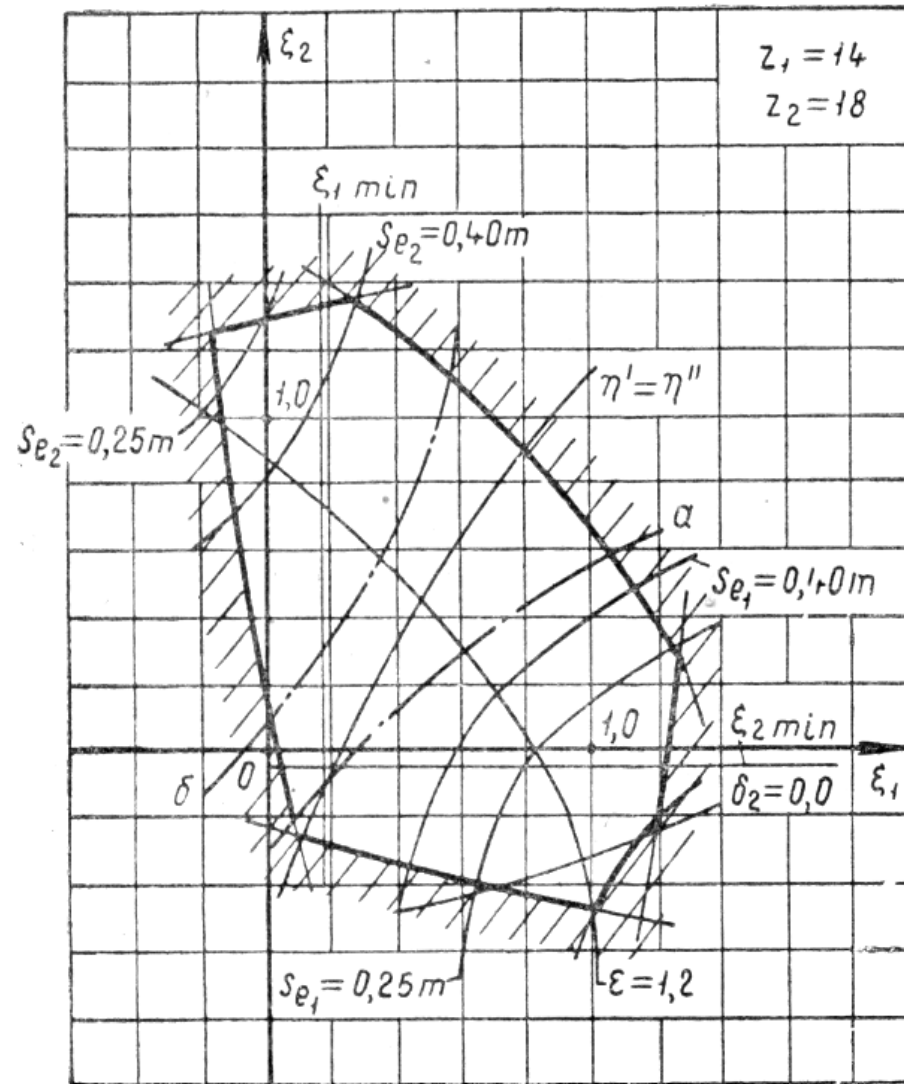


Рисунок Д.22

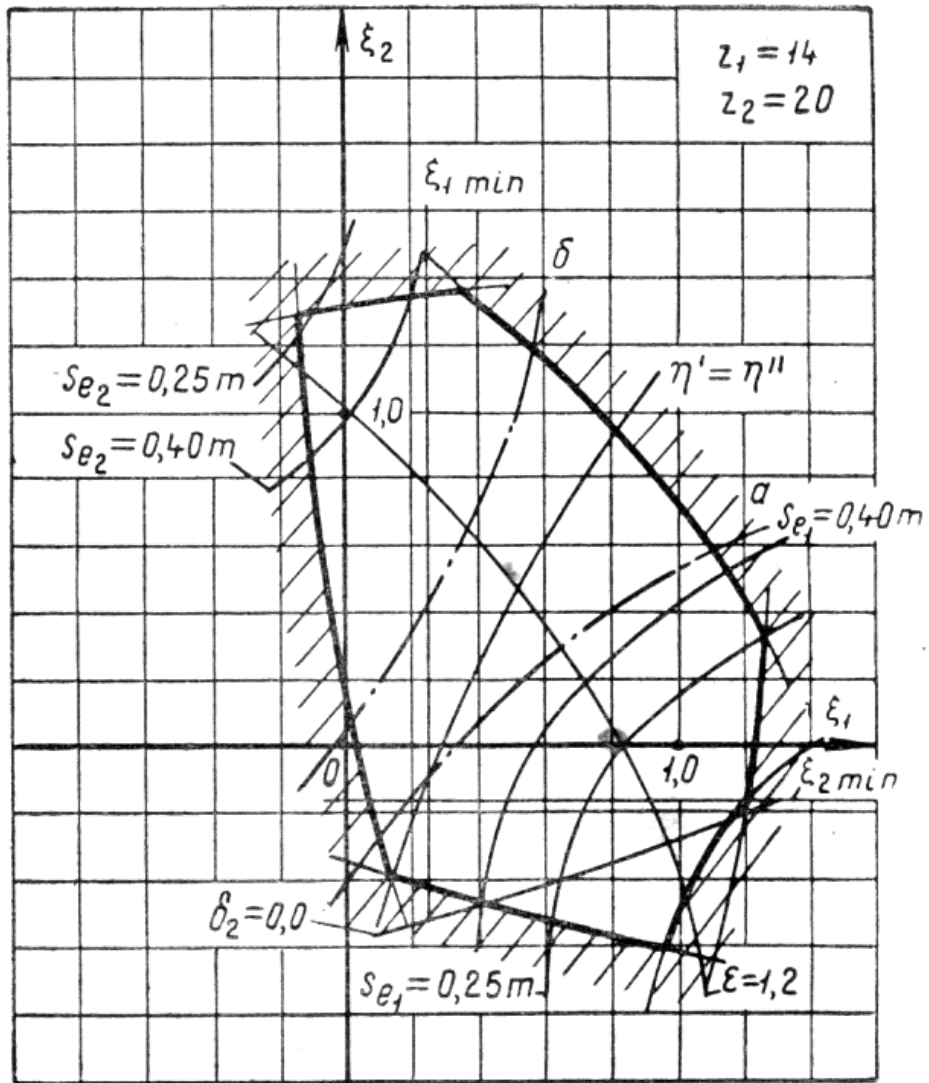


Рисунок Д.23

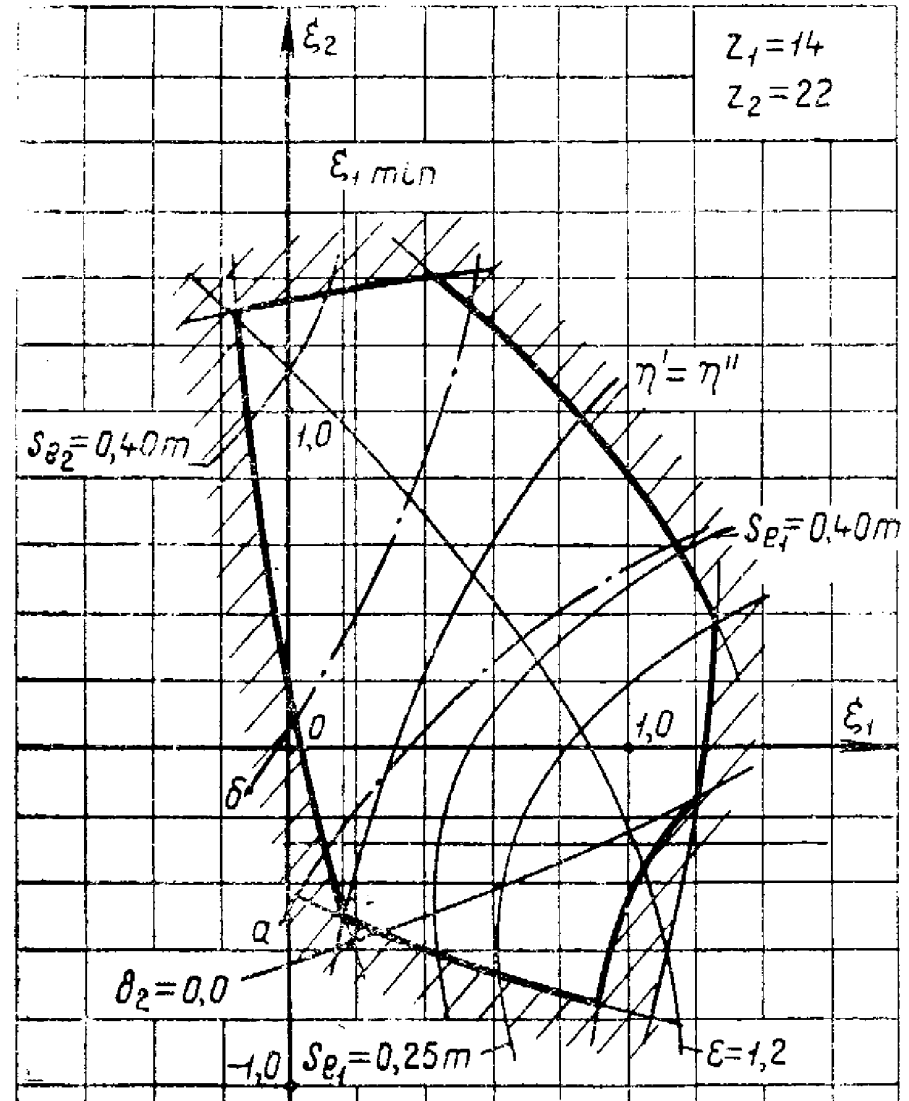


Рисунок Д.24

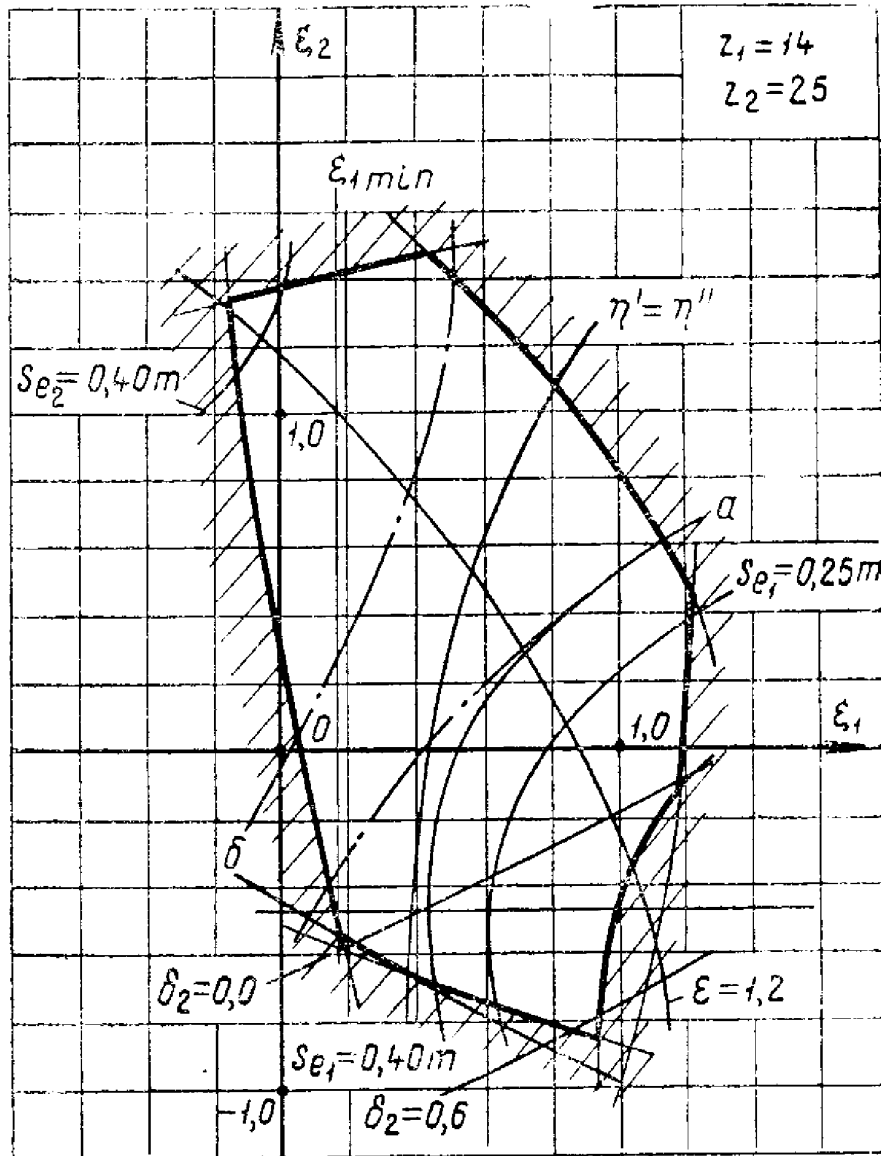


Рисунок Д.25

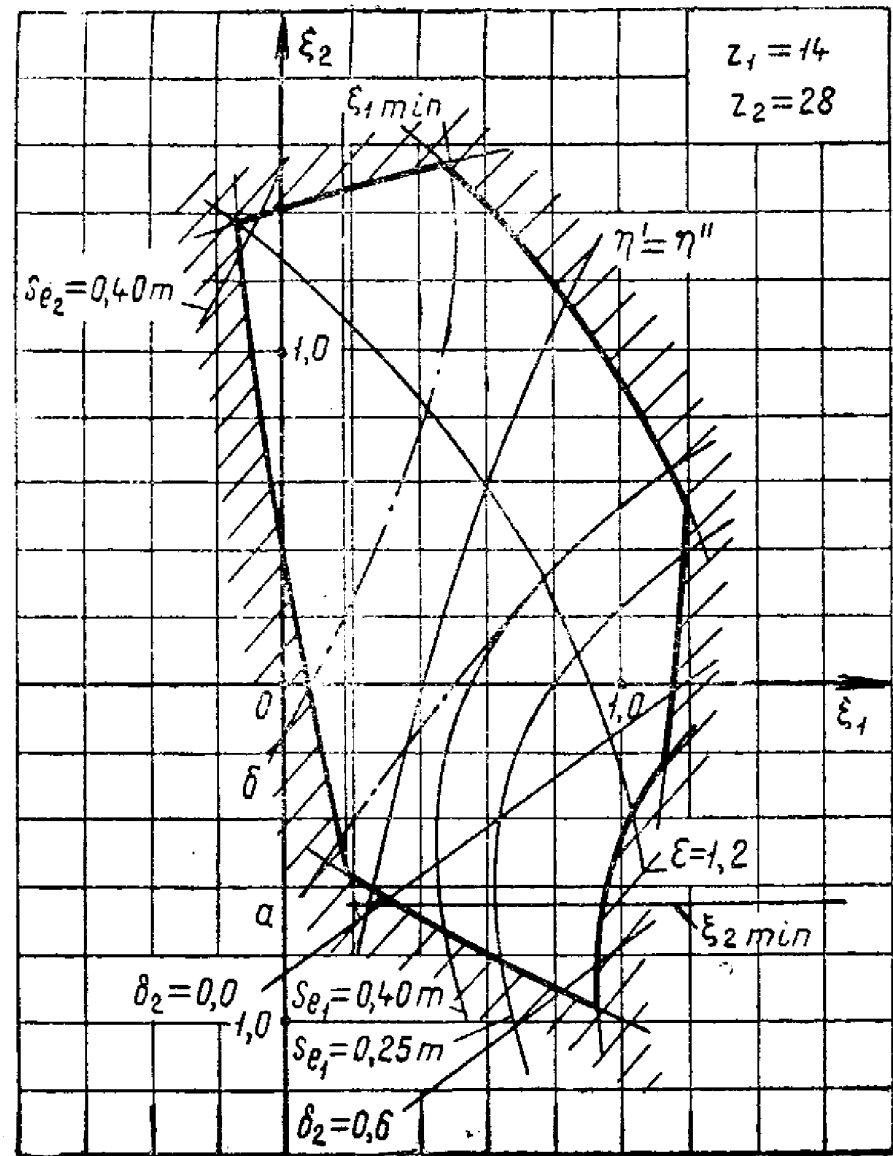


Рисунок Д.26

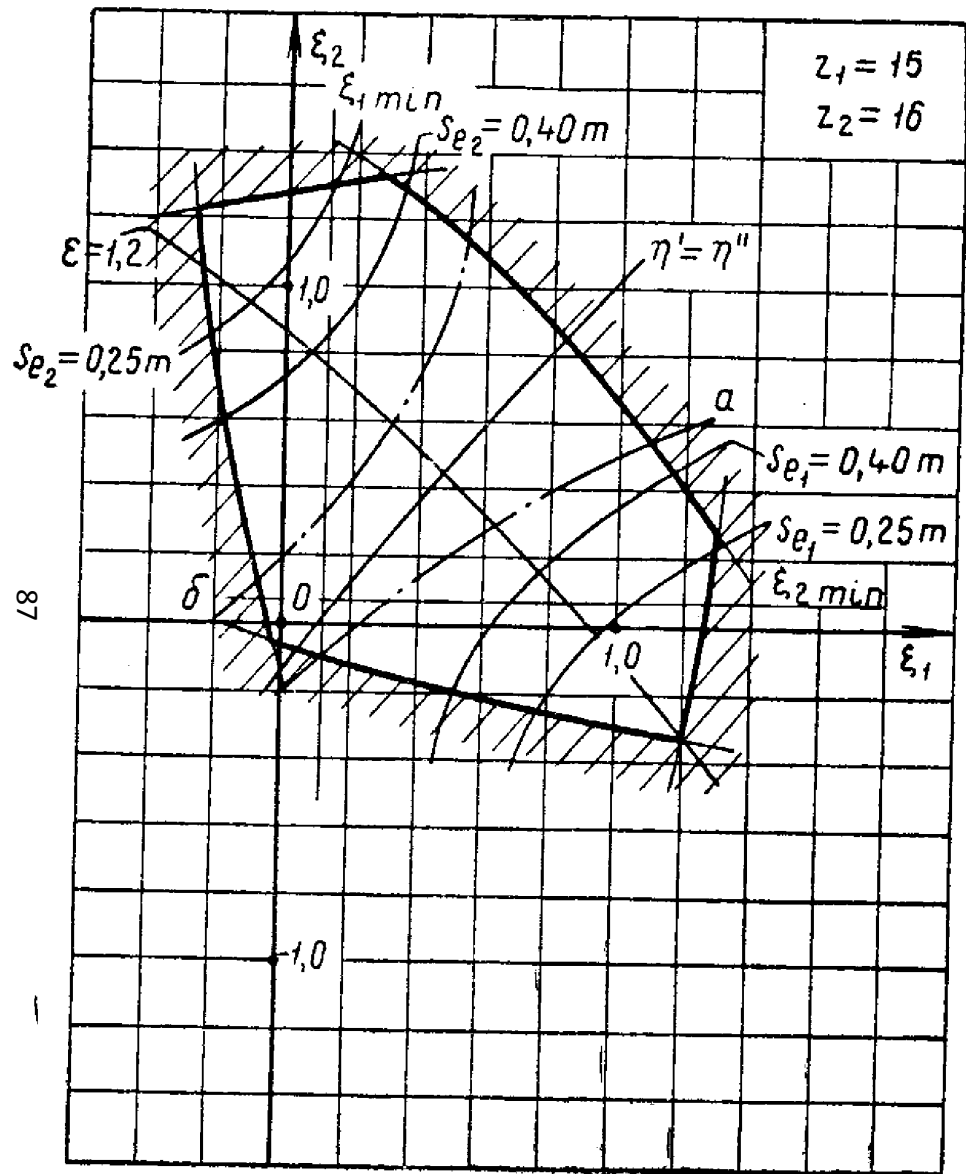


Рисунок Д.27

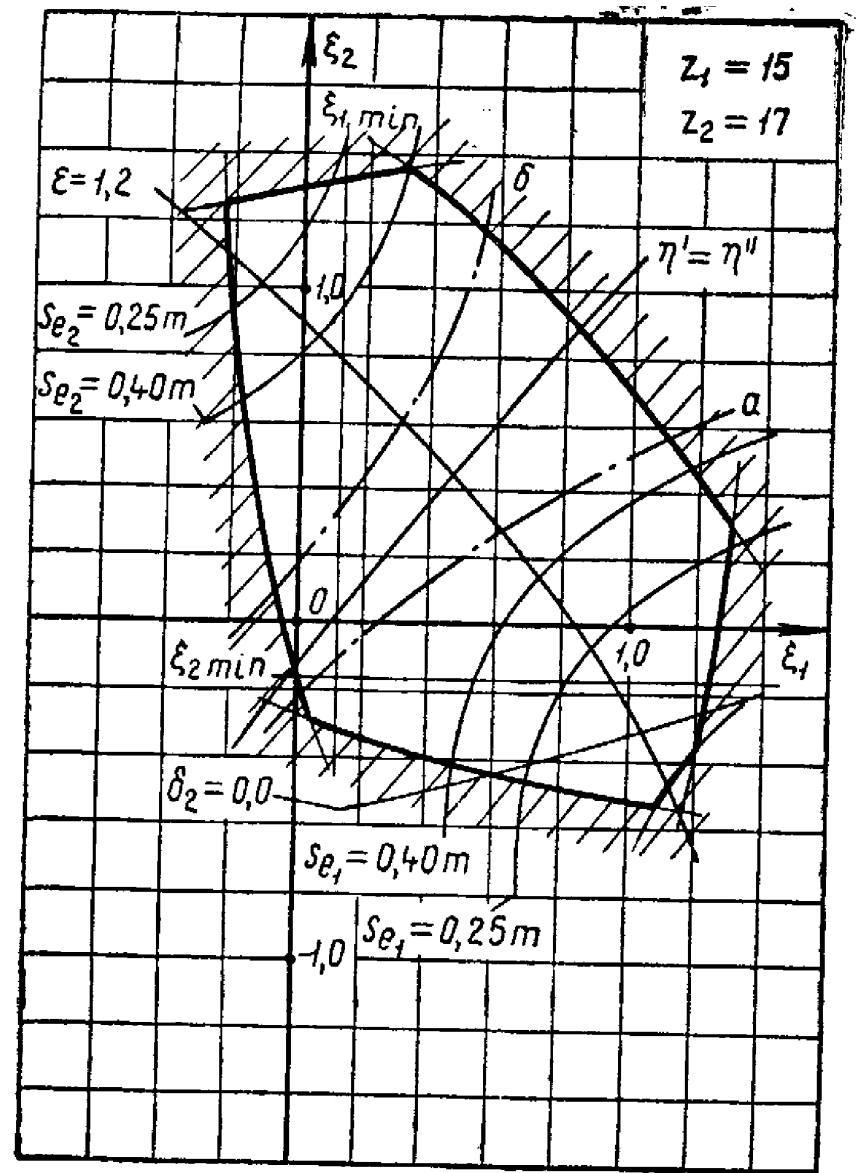


Рисунок Д.28

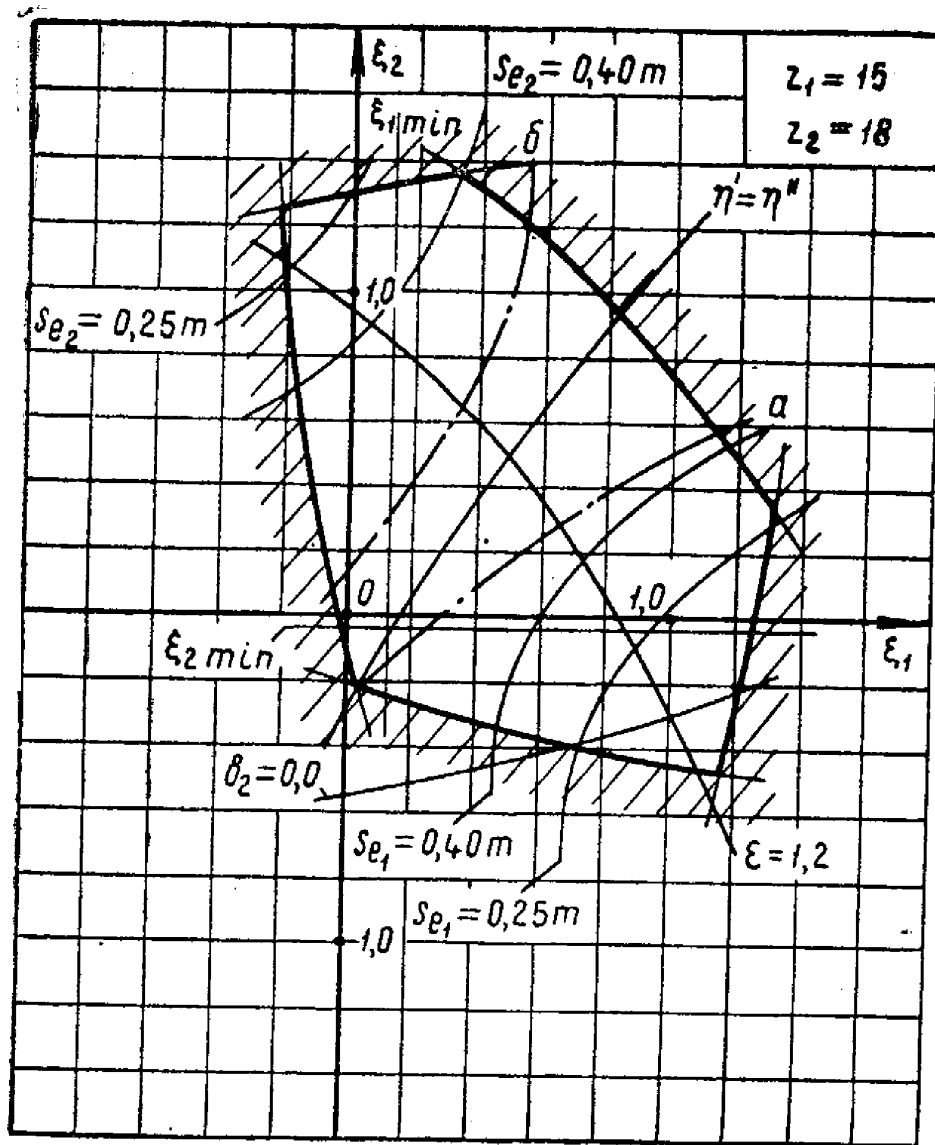


Рисунок Д.29

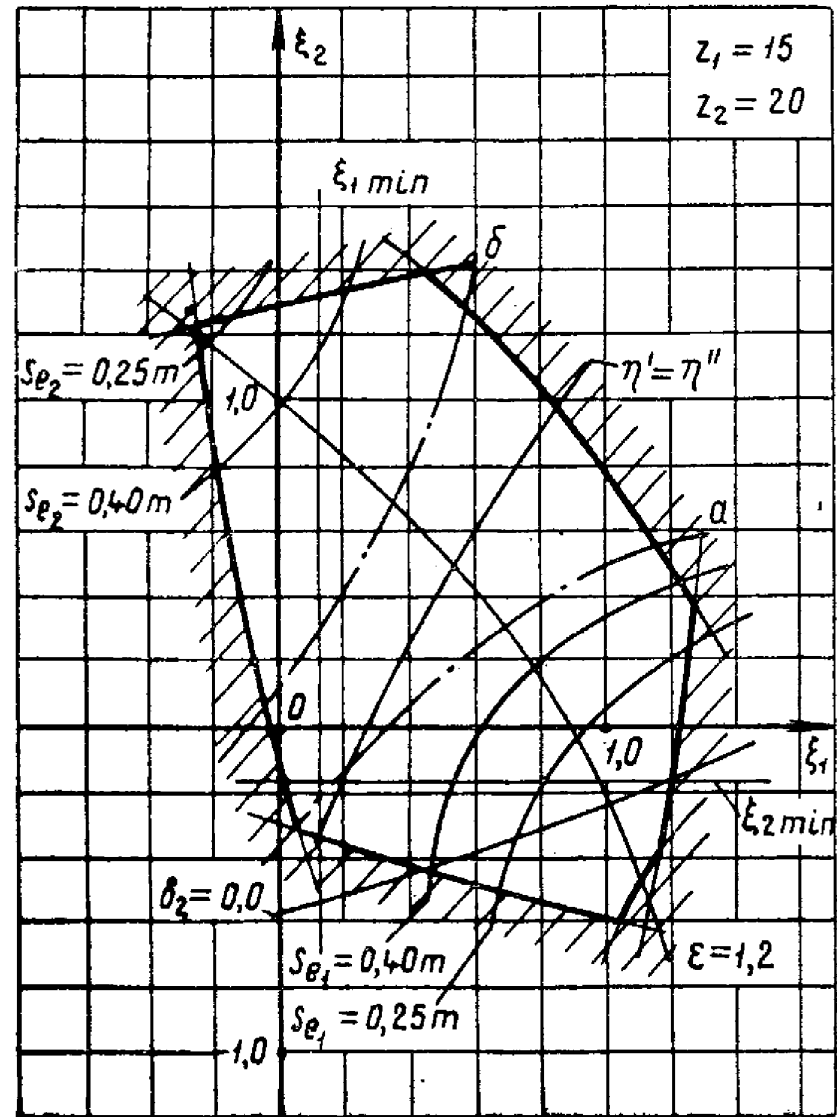


Рисунок Д.30

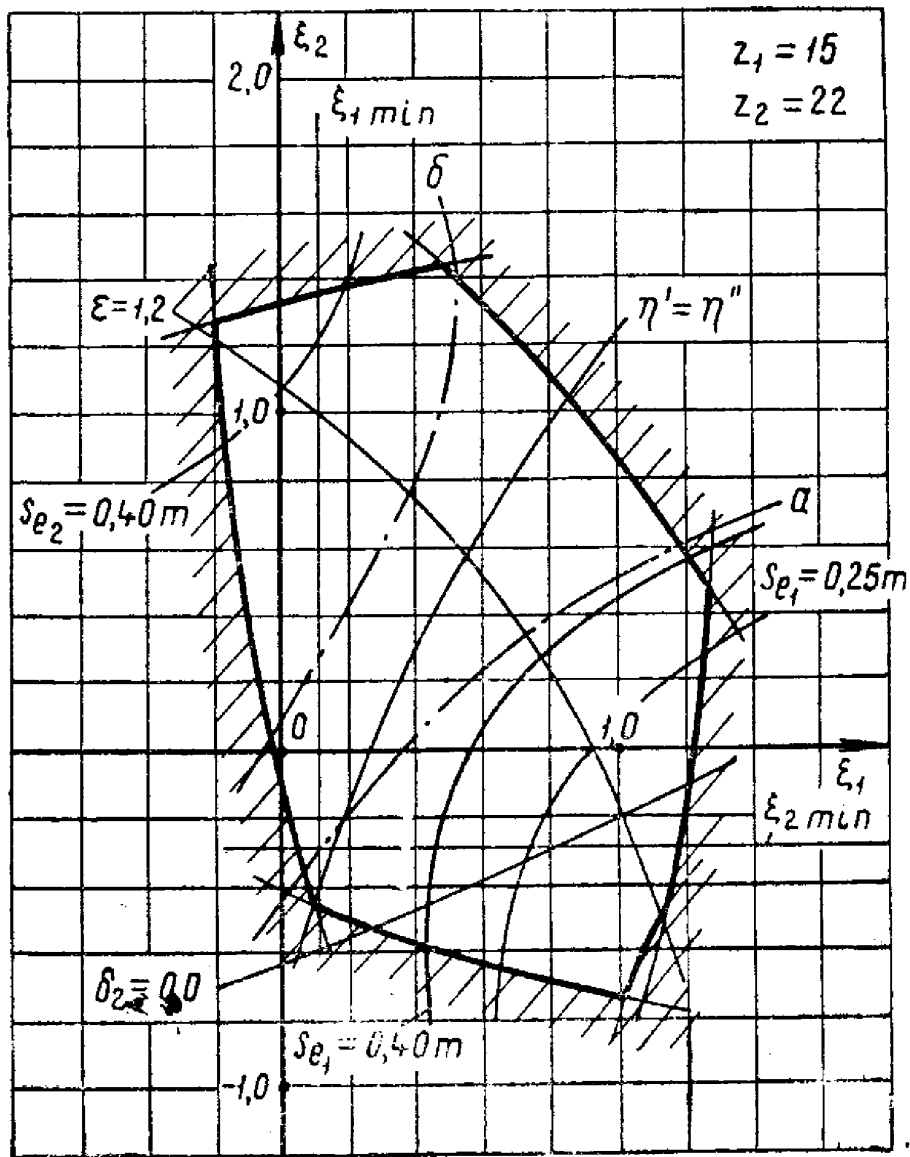


Рисунок Д.31

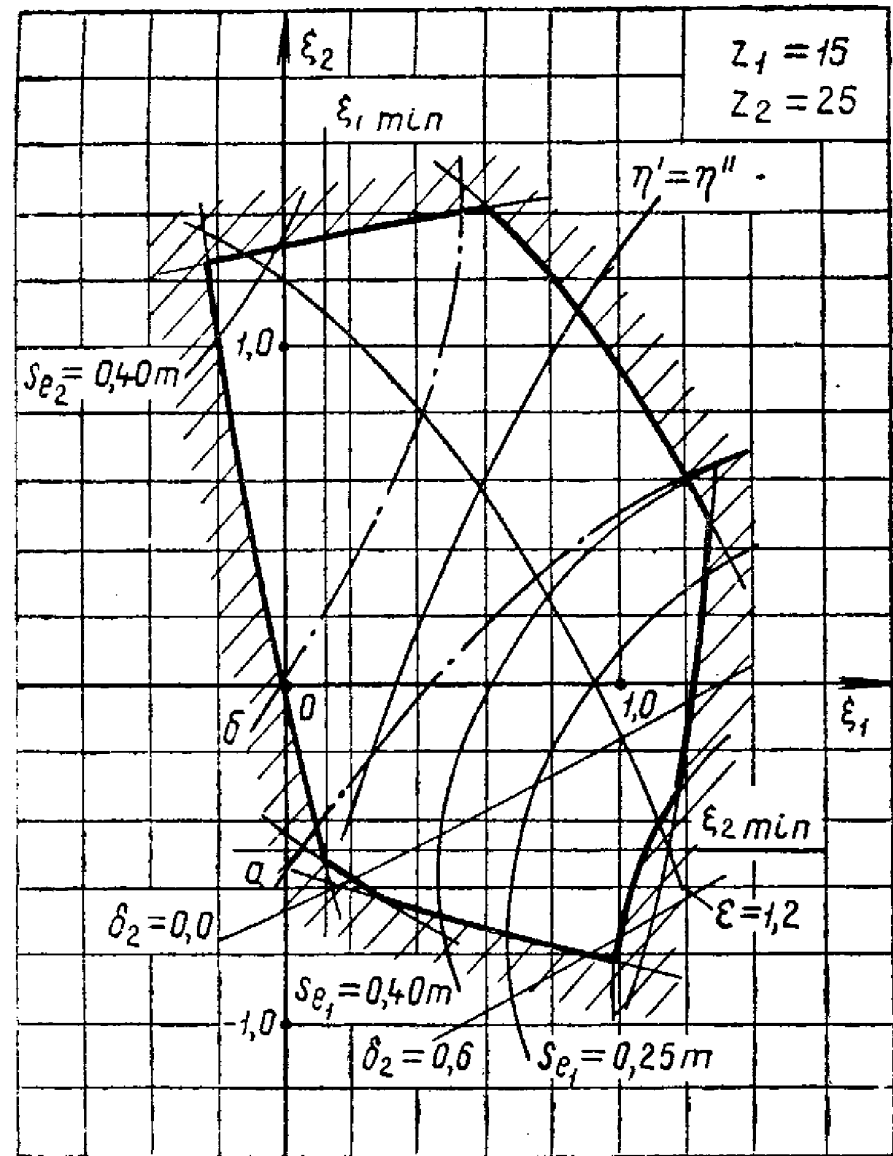


Рисунок Д.32

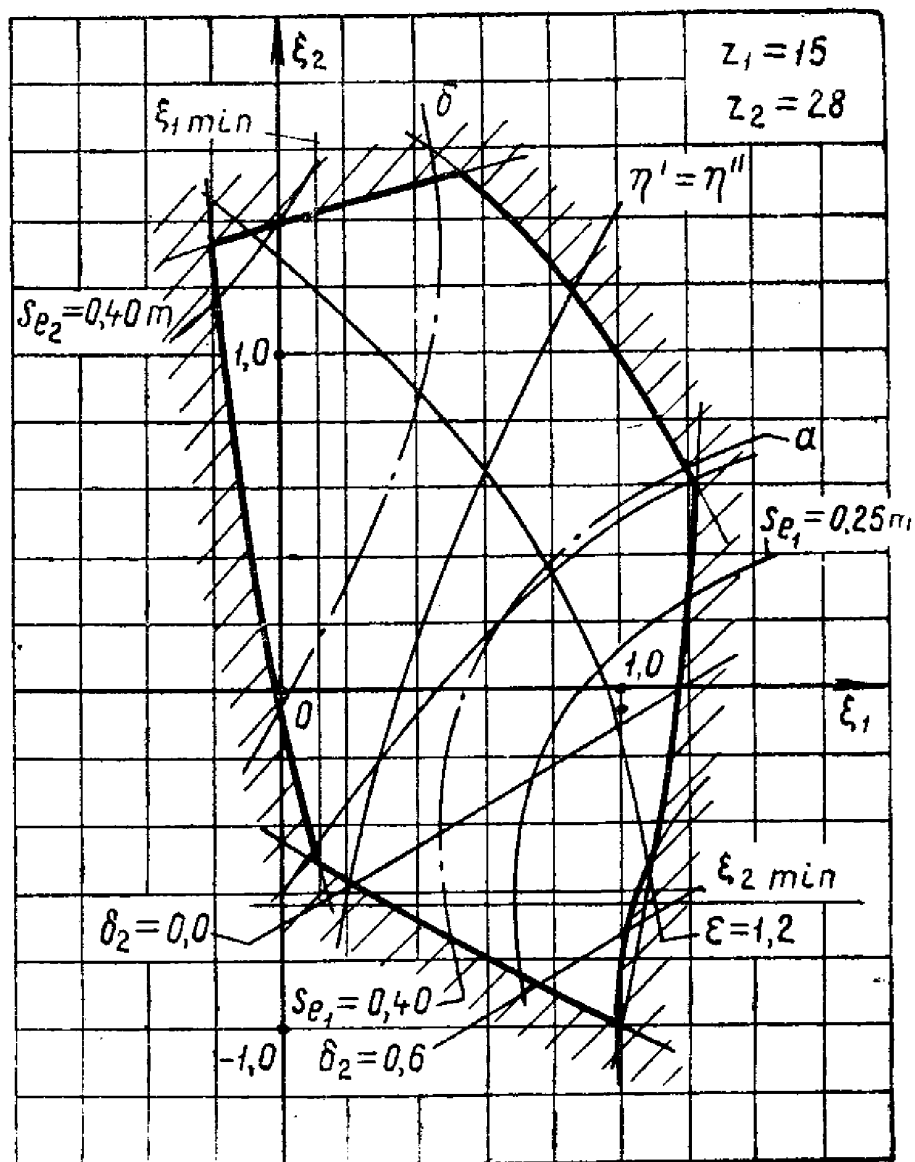


Рисунок Д.33

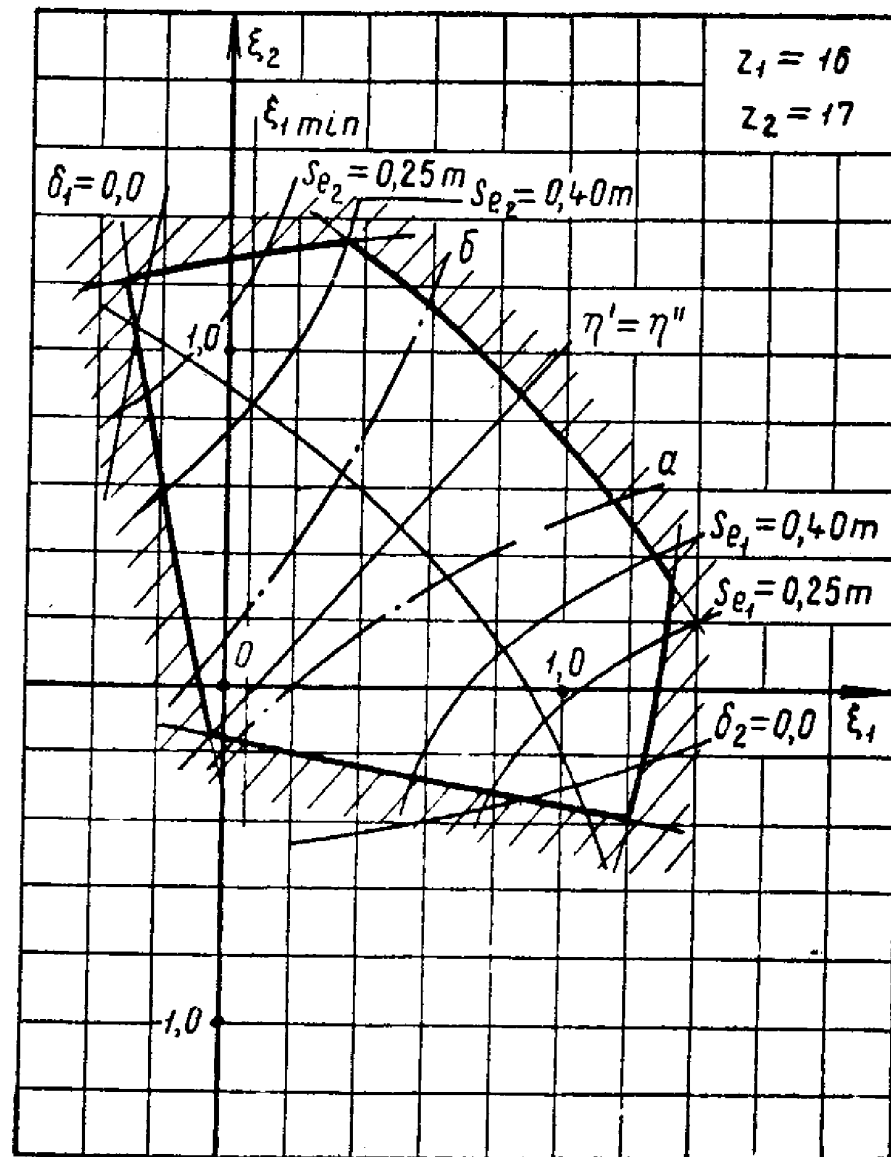


Рисунок Д.34

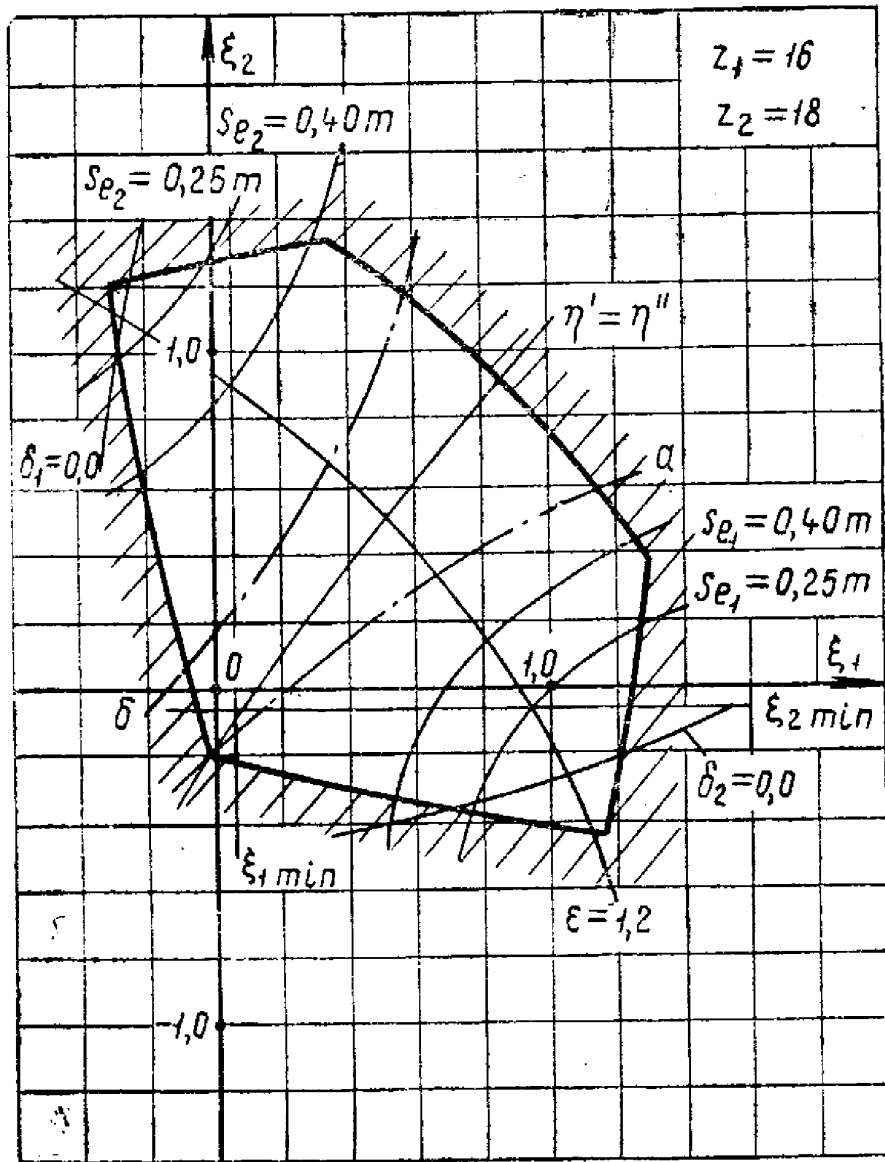


Рисунок Д.35

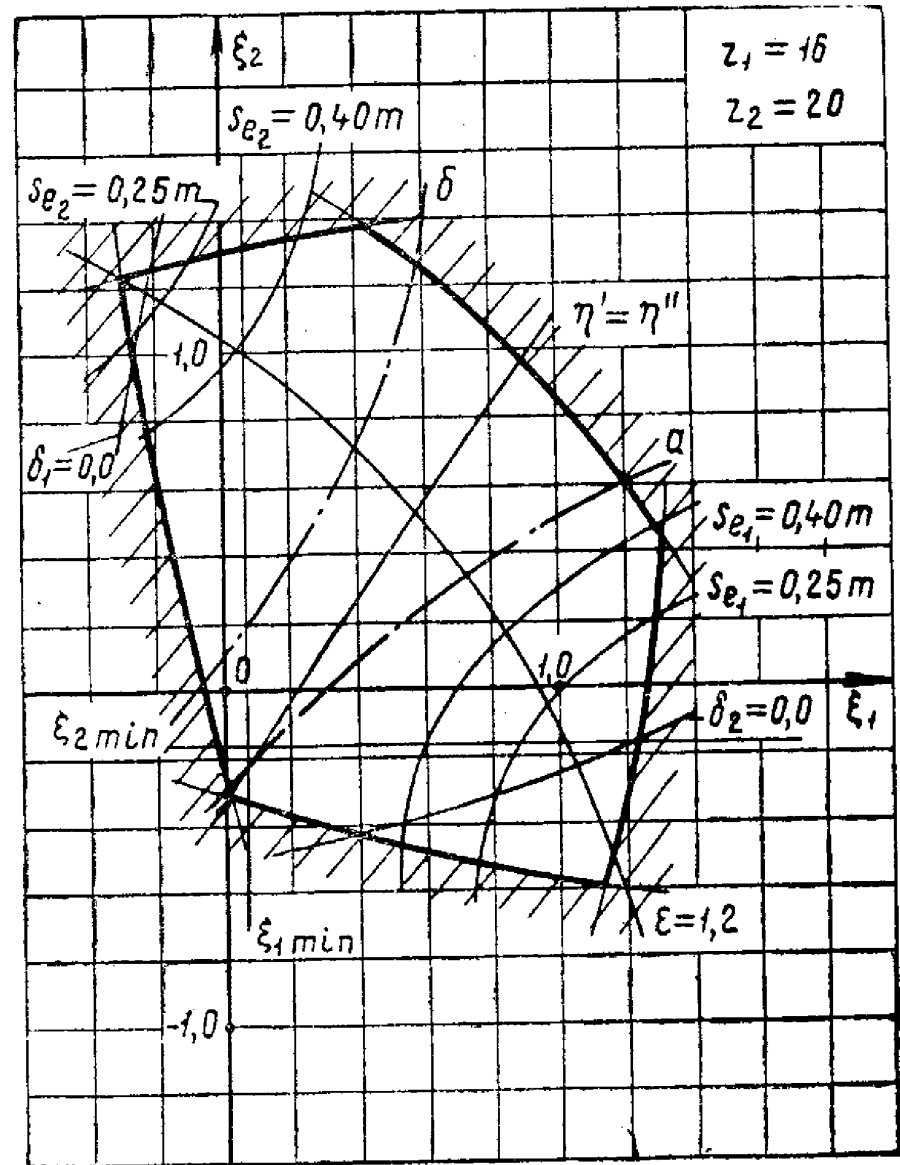


Рисунок Д.36

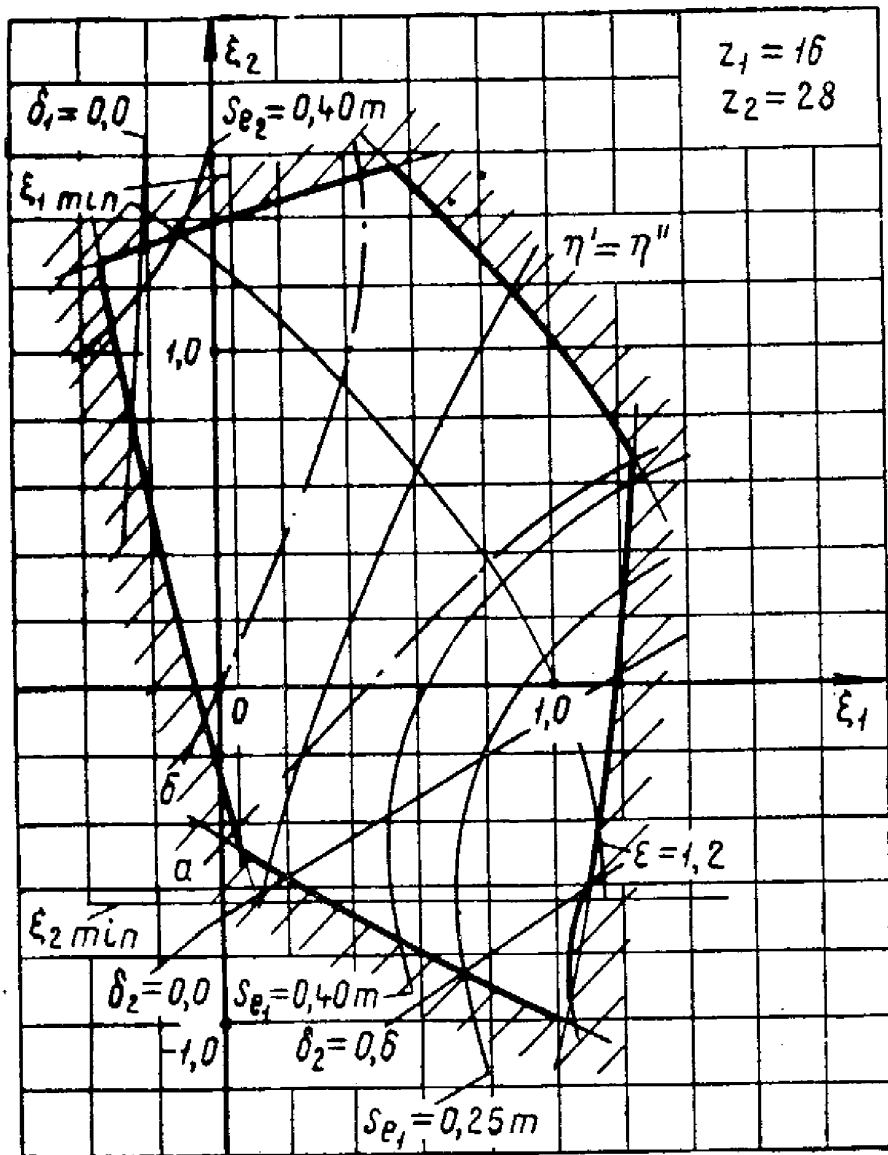


Рисунок Д.39

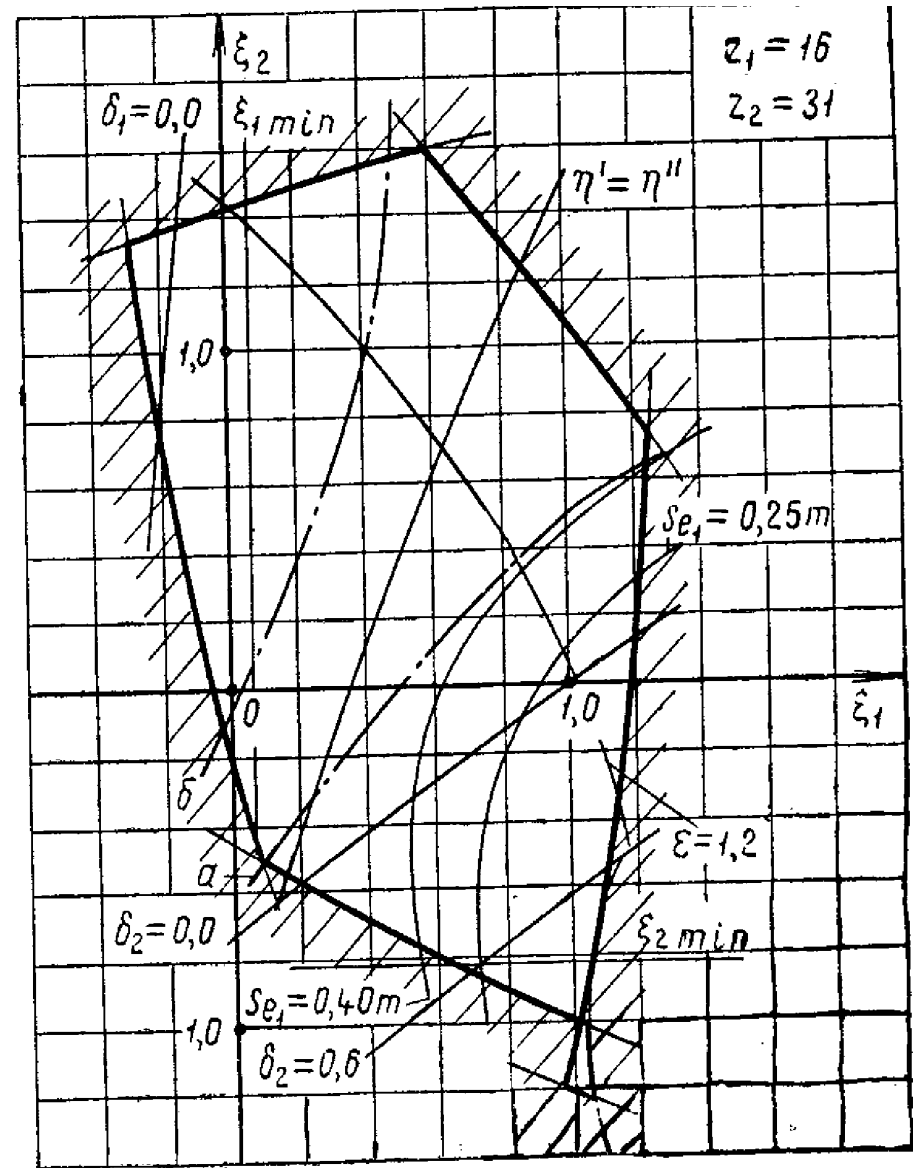


Рисунок Д.40

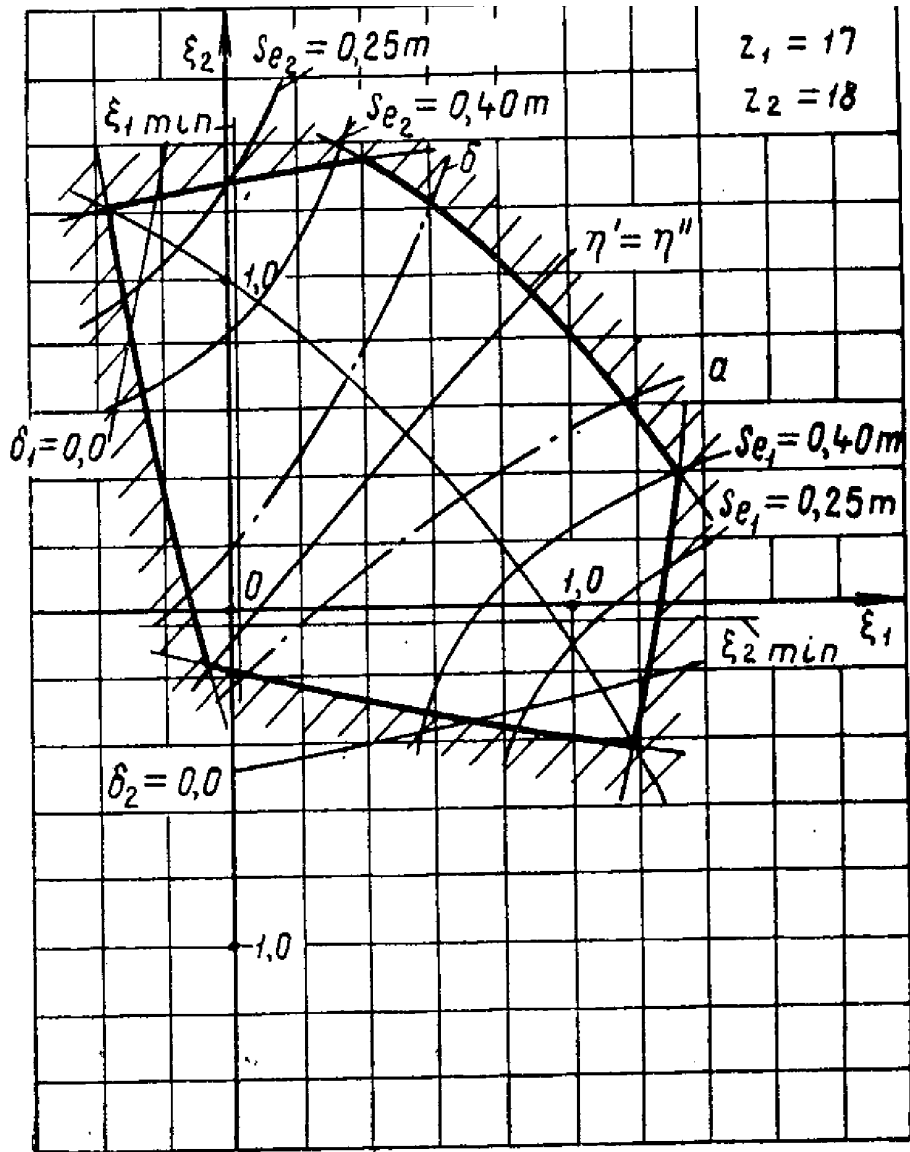


Рисунок Д.41

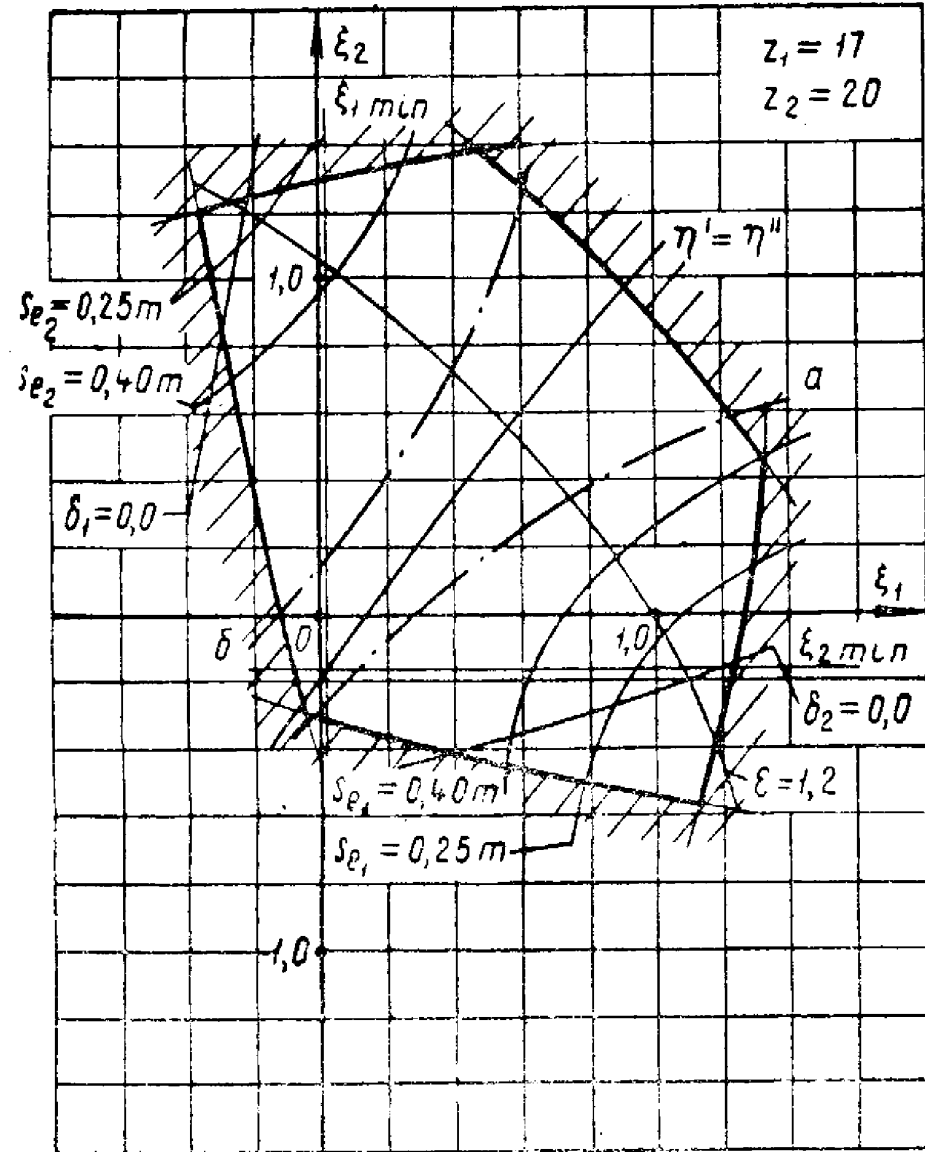


Рисунок Д.42

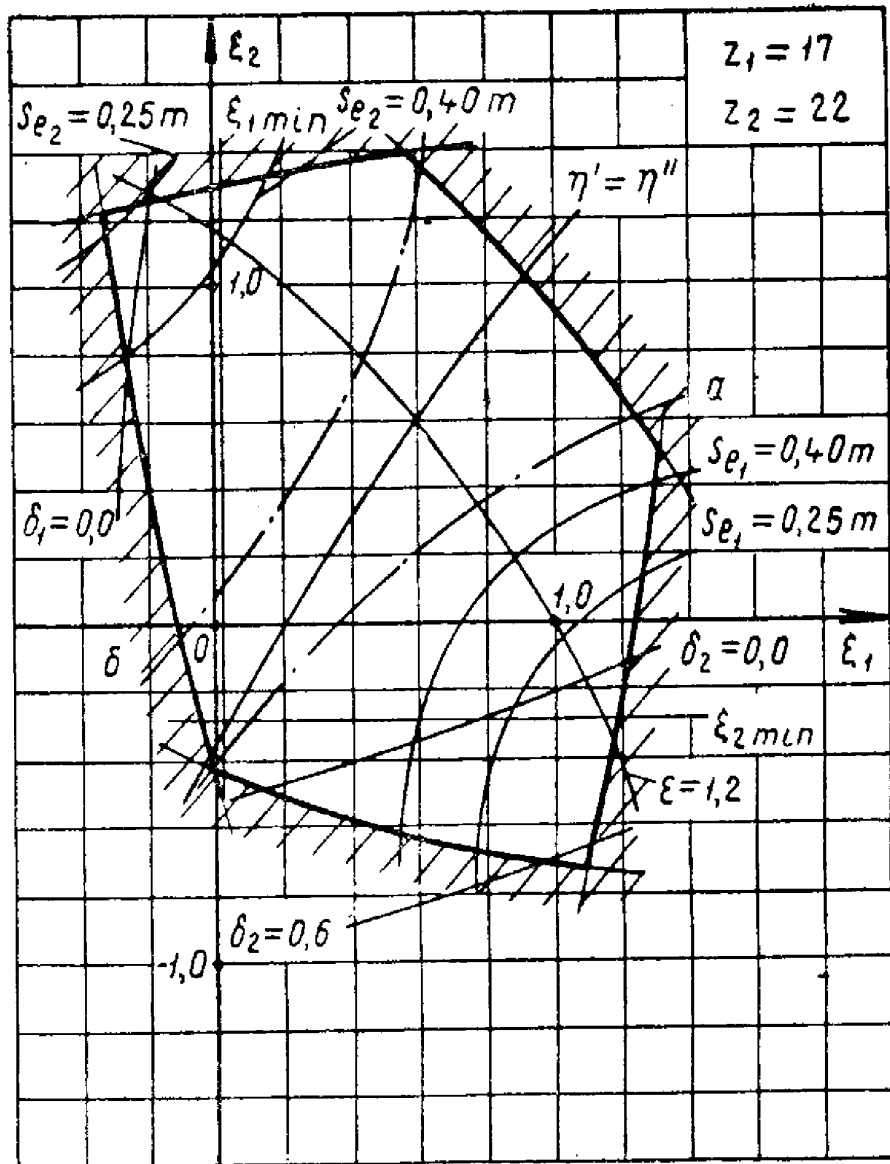


Рисунок Д.43

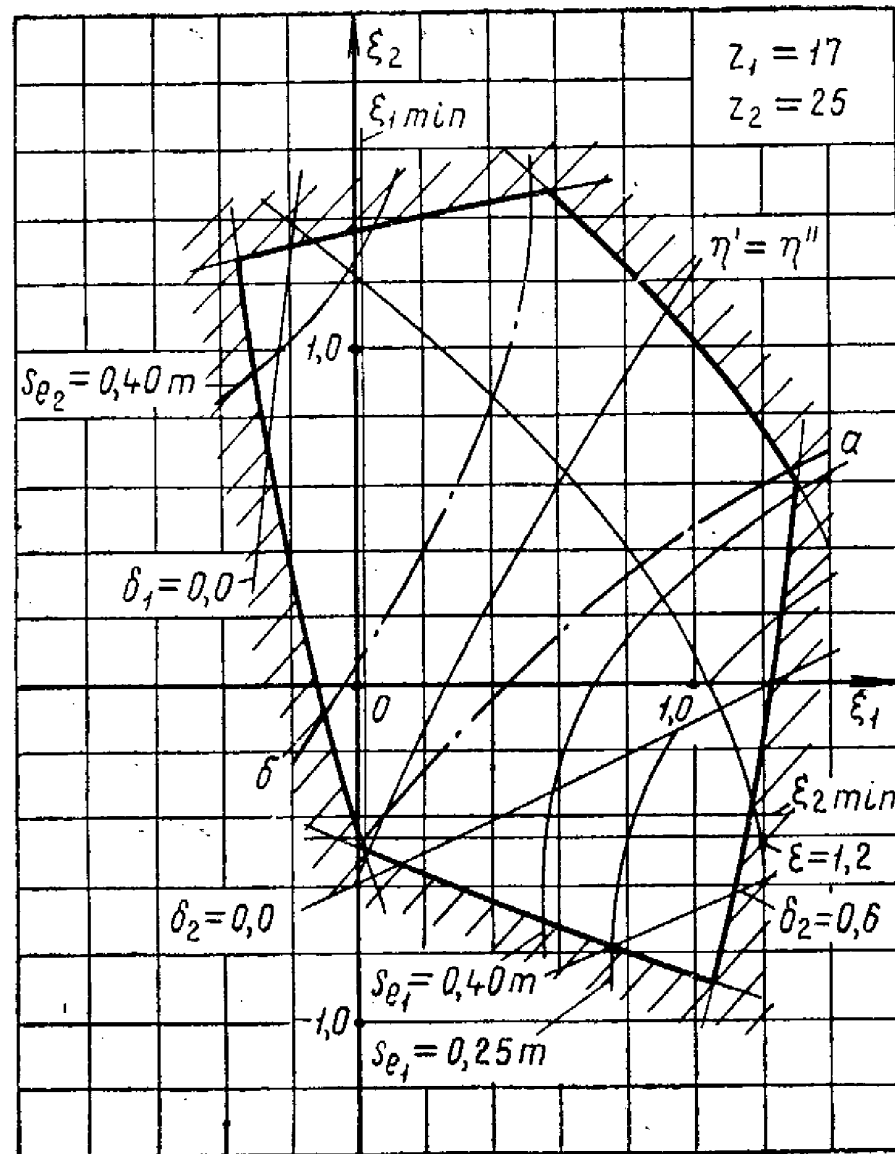


Рисунок Д.44

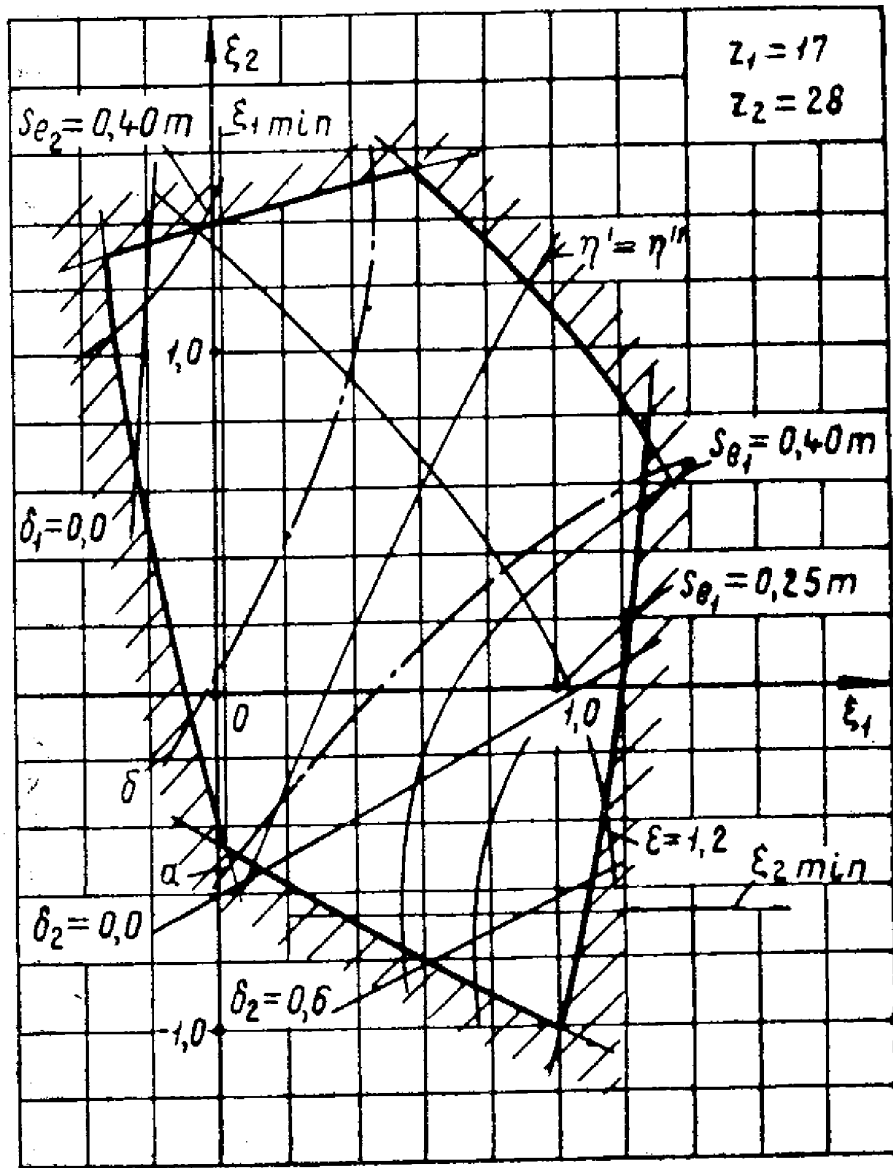


Рисунок Д.45

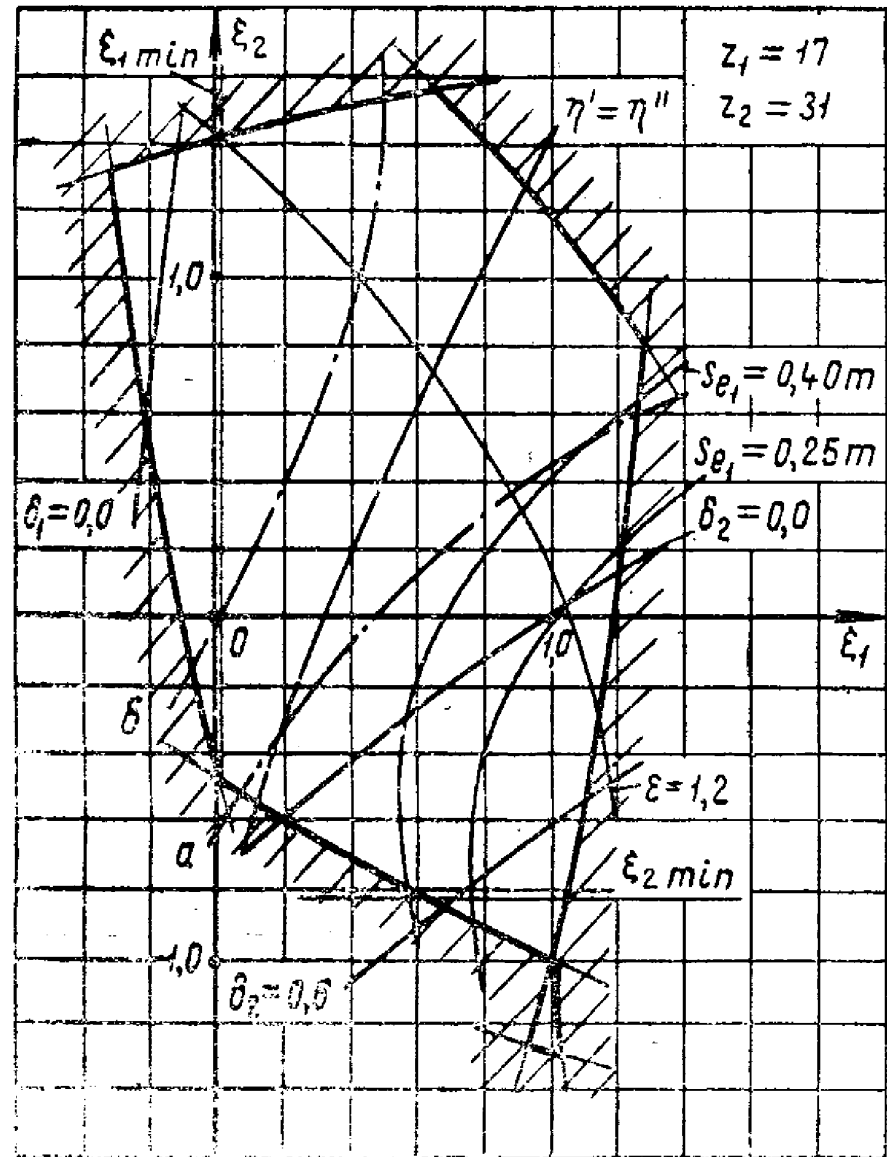


Рисунок Д.46

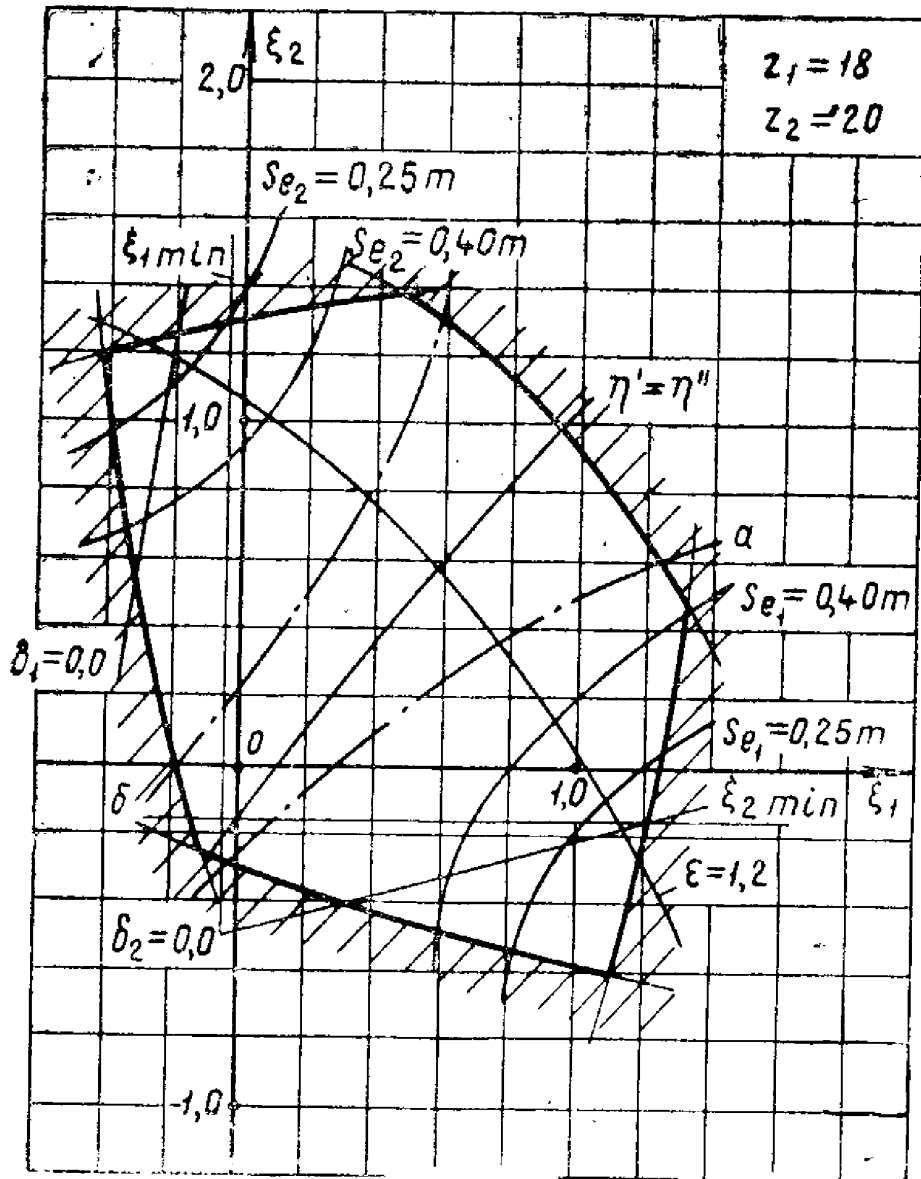


Рисунок Д.47

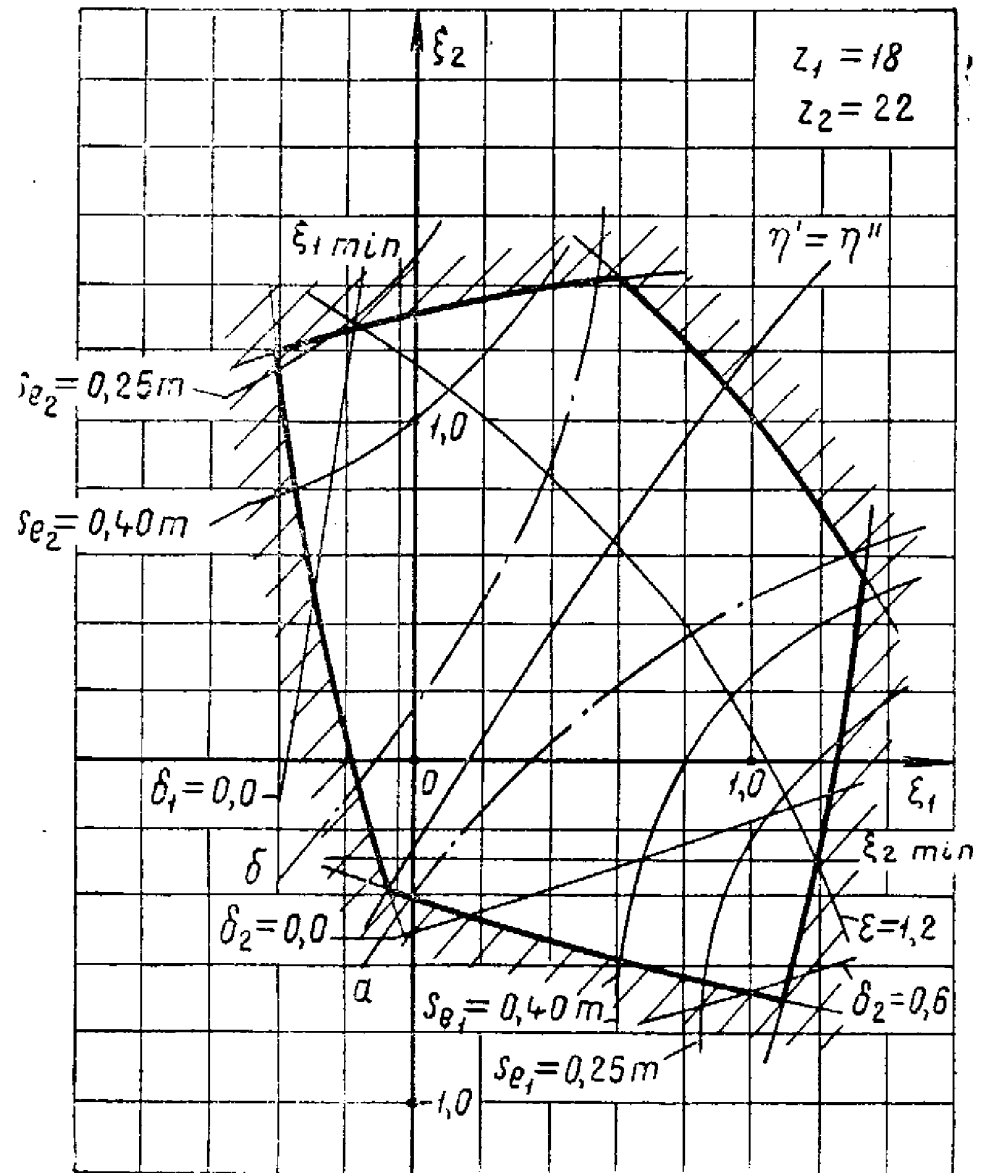


Рисунок Д.48

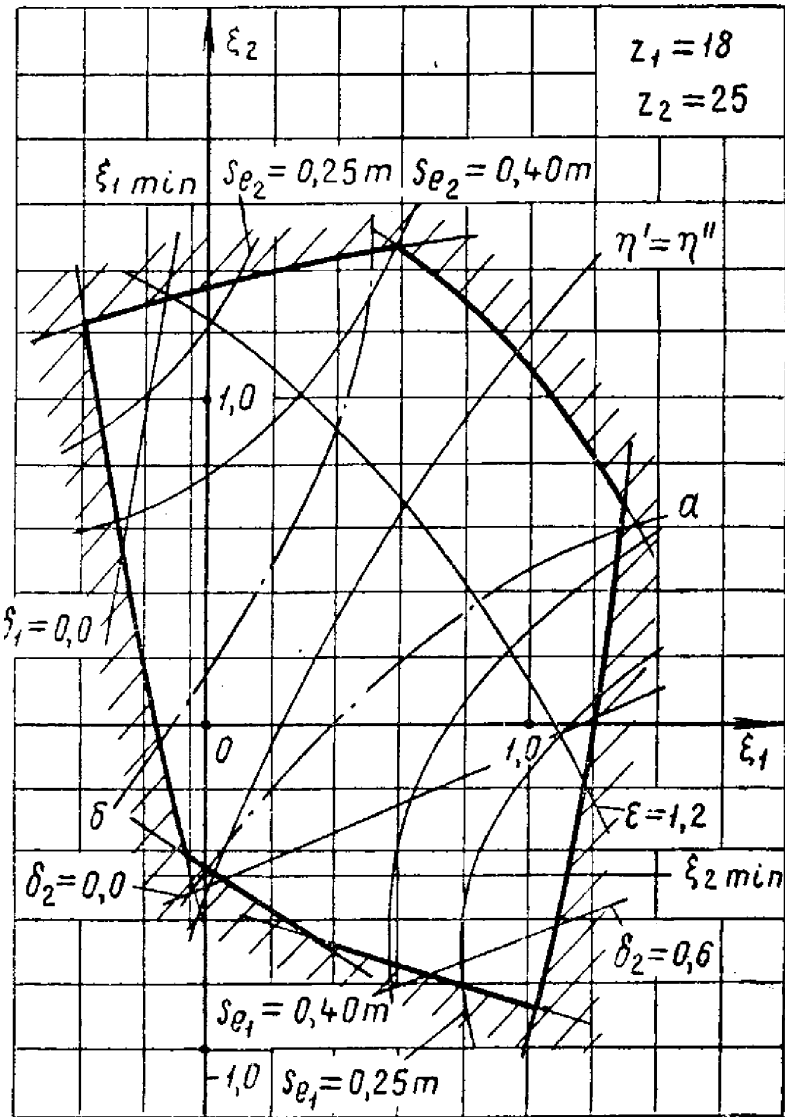


Рисунок Д.49

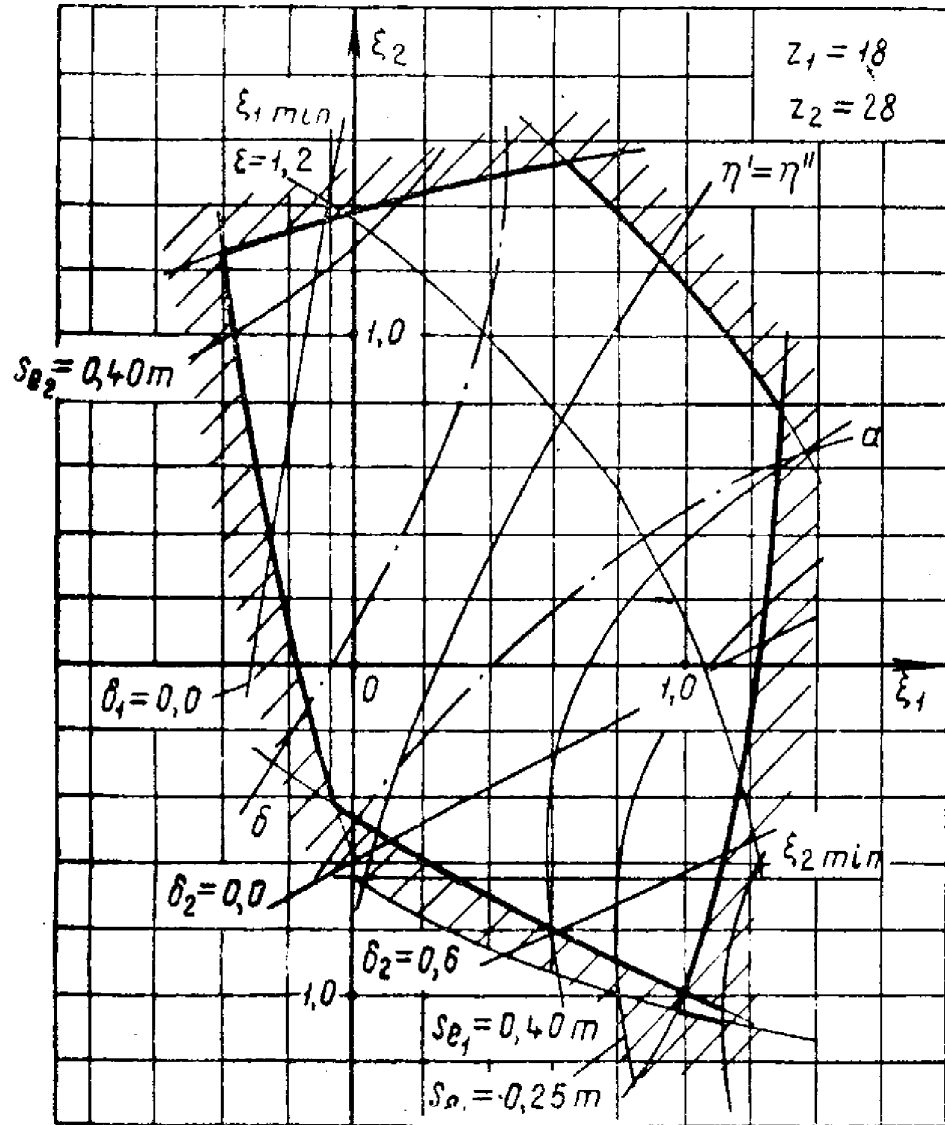


Рисунок Д.50

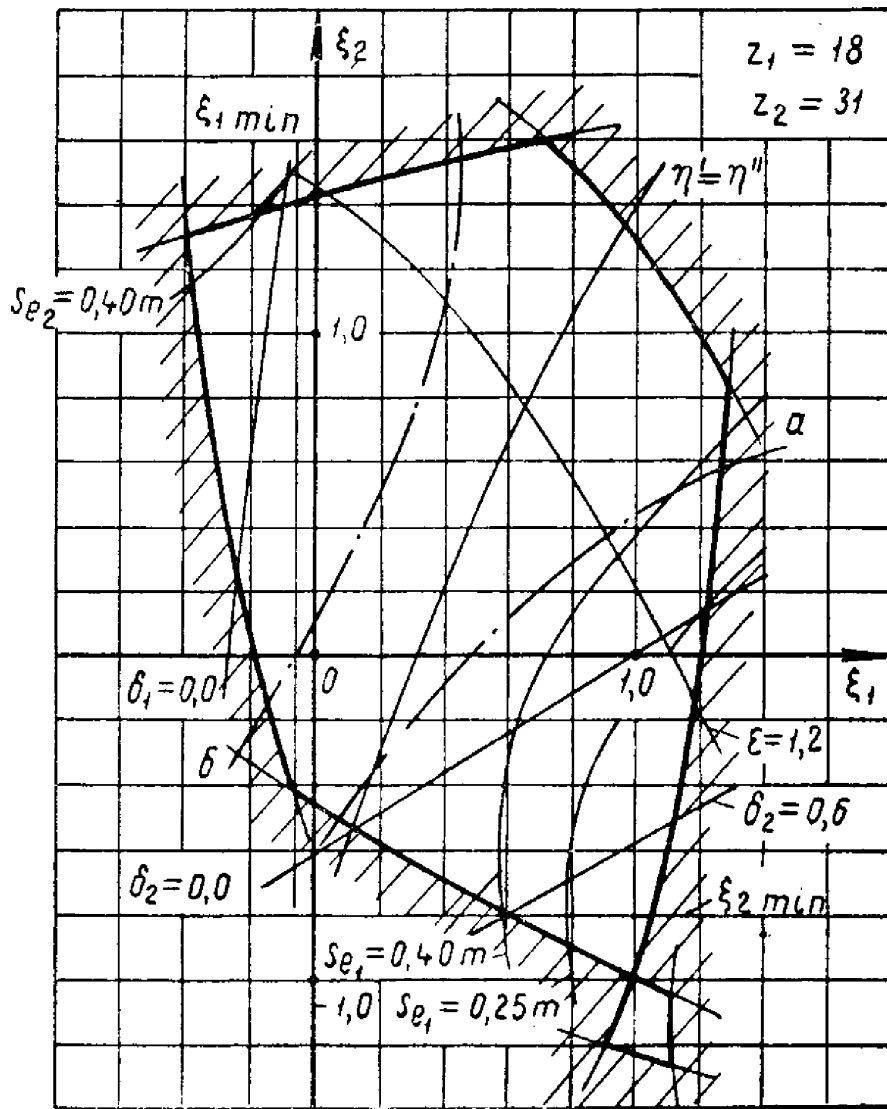


Рисунок Д.51

