

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

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання курсового проекту з дисципліни

«Теорія механізмів і машин»

для студентів машинобудівних спеціальностей

## **СИНТЕЗ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ**

**Краматорськ**

**ДДМА**

**2021**

Методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Теорія механізмів і машин» для студентів машинобудівних спеціальностей. Синтез евольвентного зубчастого зачеплення / укладачі : В. О.Загудаєв, Н. В.Чоста, В. Є.Шолєнінов. – Краматорськ : ДДМА, 2021. – 61 с.

У методичних вказівках розглянуті розрахунки геометричних параметрів і визначення якісних показників зовнішнього евольвентного зачеплення прямозубих циліндричних коліс, виготовлених засобом обкатування стандартною інструментальною рейкою. Розрахунки виконуються на ЕОМ за даними модуля, кількістю зубів коліс і коефіцієнтами зміщення вихідного твірною контуру. Докладно описана методика побудови картини евольвентного зачеплення, наведені всі необхідні довідкові матеріали.

Укладачі:

В.О.Загудаєв, доц.

Н.В.Чоста, доц.

В.Є.Шолєнінов, ас.

Відповідальний за випуск

С.Г.Карнаух, доц.

## ЗМІСТ

1 Вихідні дані .....	4
2 Вибір коефіцієнтів зміщення .....	5
3 Розрахункові формули .....	8
4 Розрахунок евольвентного зачеплення .....	10
5 Перевірні розрахунки .....	11
6 Зміст графічної частини проекту .....	12
6.1 Елементи графічної частини проекту .....	12
6.2 Побудова профілів зубів зубчастих коліс .....	12
Додатки.....	
Додаток А. Блокувальні контури .....	21
Додаток Б. Приклад записки до курсового проекту .....	46
Додаток В. Зведена таблиця параметрів зачеплення .....	54
Додаток Г. Питання до захисту другого аркушу курсового проекту.....	55
Додаток Д. Значення евольвентної функції $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$ .....	57
Додаток Е. Значення коефіцієнтів зміщення вихідного контуру .....	59
Список літератури.....	60

## 1 ВИХІДНІ ДАНІ

Вихідними даними для проектування зубчастих коліс є:

- кількість зубів шестерні  $z_1=16$ ;
- кількість зубів колеса  $z_2=28$ ;
- модуль  $m=10$  мм;
- нормальний вихідний контур ГОСТ 13755-81 (див. рис. 1);
- кут профілю  $\alpha=20^\circ$ ;
- коефіцієнт висоти головки зуба  $h_a^*=1,00$ ;
- коефіцієнт граничної висоти  $h_l^*=2,00$ ;
- коефіцієнт радіального зазору  $c^*=0,25$ ;
- додаткові вихідні дані:
  - коефіцієнт зміщення при виготовленні шестерні  $x_1=0,62$ ;
  - коефіцієнт зміщення при виготовленні колеса  $x_2=0,68$ .

Коефіцієнти зміщення  $x_1$  і  $x_2$  студент вибирає відповідно до експлуатаційних вимог, поставлених викладачем при видачі завдання на курсове проектування.

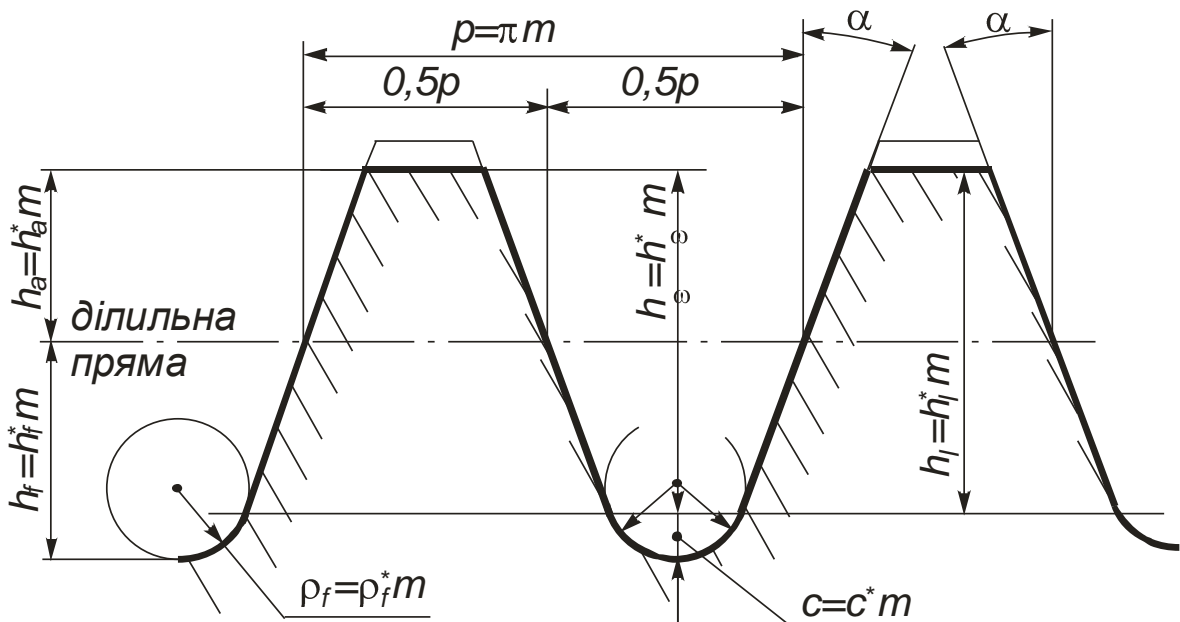


Рисунок 1 – Вихідний контур евольвентної  
циліндричної зубчастої передачі

## 2 ВИБІР КОЕФІЦІЄНТІВ ЗМІЩЕННЯ

При вихідному контурі за ГОСТ 13755-81 (див. рис. 1) рекомендується величини коефіцієнтів зміщення  $x_1$  і  $x_2$  вибирати за допомогою блокувального контуру [1], що являє собою сукупність ліній у системі координат  $x_1$  і  $x_2$ , які обмежують зону допустимих значень коефіцієнтів зміщення для зубчастої передачі з даною кількістю зубів  $z_1$  і  $z_2$  зубчастих коліс (див. рис. 2).

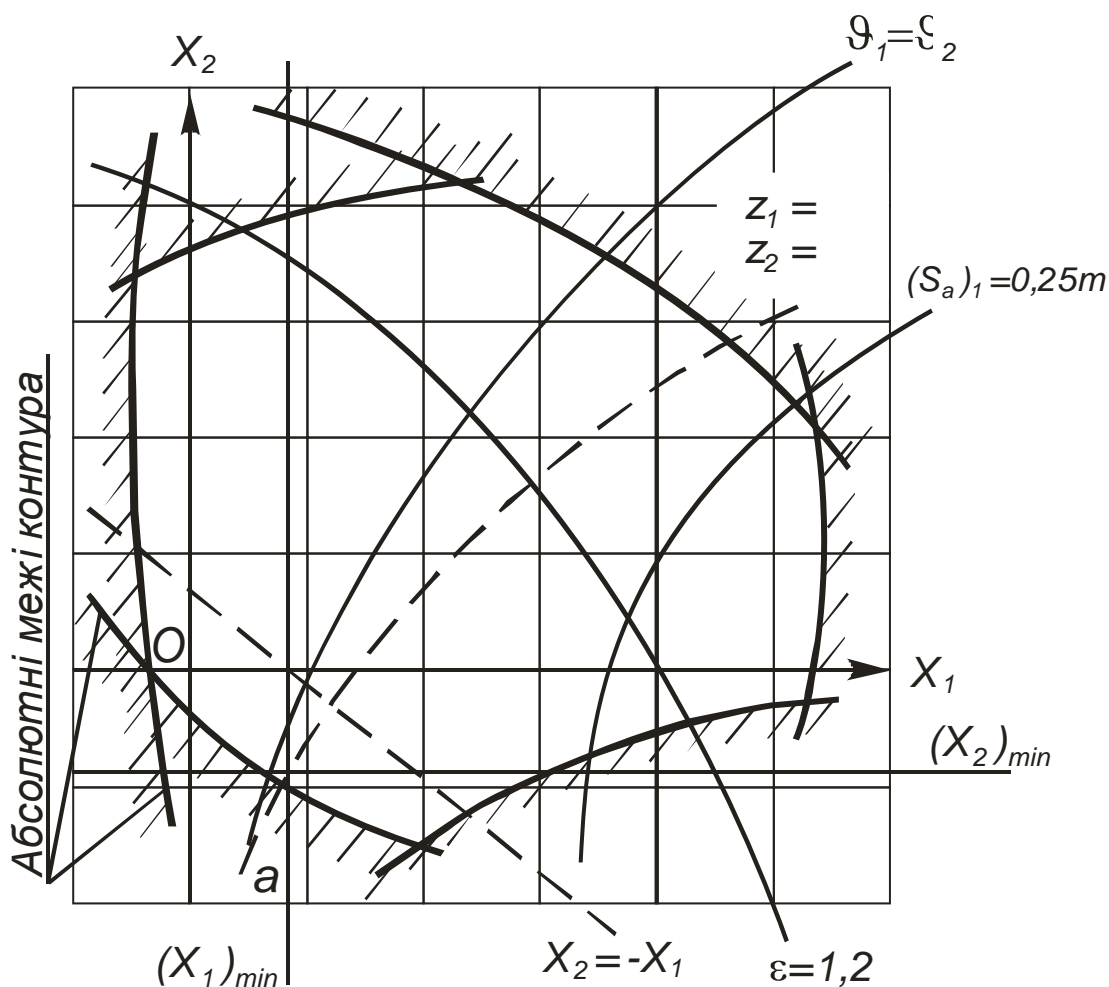


Рисунок 2 – Блокувальний контур

Лінія  $x_2 = -x_1$  визначає рівнозміщене зачеплення ( $x_\Sigma = 0$ ).

Лінія  $a$  визначає рівномірність на згин спряжених зубів при однакових матеріалах і термообробці коліс, якщо ведуча шестерня.

Лінія  $\vartheta_1 = \vartheta_2$  визначає однакові питомі ковзання в граничних точках робочих спряжених профілів.

Лінія  $\varepsilon=1,2$  визначає зазначене значення коефіцієнта перекриття передачі.

Ліворуч лінії  $(x_1)_{min}$  розташована зона допустимого підрізання зубів шестерні.

Нижче лінії  $(x_2)_{min}$  розташована зона допустимого підрізання зубів колеса.

Правіше лінії  $(Sa)_I=0,25m$  розташована зона допустимого загострення зубів шестерні.

Наведені в додатку А блокувальні контури дозволяють вибрати коефіцієнти зміщення, що задовольняють як загальним умовам (відсутність підрізання і загострення зубів, відсутність заклинювання передачі,  $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,1$ ), так і спеціальним вимогам, наприклад:

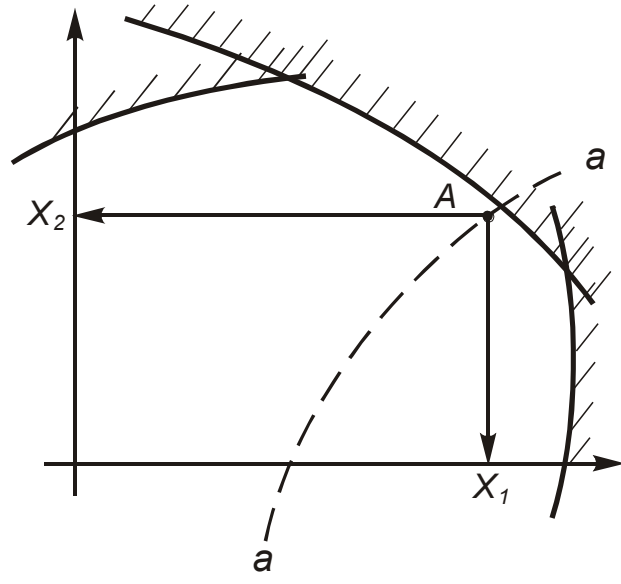
- для підвищення міцності зубів на згин і одержання рівномірності спряжених зубів при однакових матеріалах і термообробці колеса і ведучої шестерні, відзначаємо на лінії  $a-a$  поблизу правої межі блокувального контуру точку  $A$  (див. рис. 3,а) і знаходимо її координати  $x_1$  і  $x_2$ ;

- для одержання максимальної контактної міцності зубів знаходимо найбільше значення  $x_{\Sigma}=x_1+x_2$ , тобто проводимо справа до блокувального контуру дотичну під кутом  $45^\circ$  до координатних осей (див. рис. 3,б) і знаходимо координати  $x_1$  і  $x_2$  точки дотику  $B$ ;

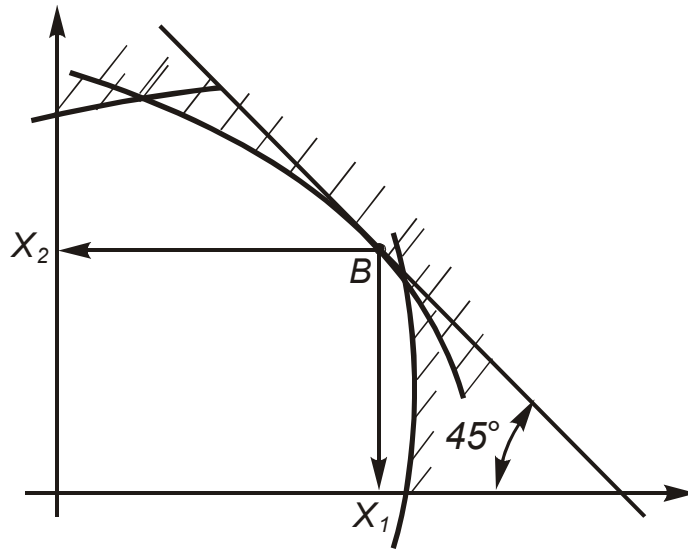
- для підвищення абразивної зносостійкості передачі вибираємо точку на лінії  $\vartheta_1=\vartheta_2$  з урахуванням додаткових умов. Наприклад для підвищення стійкості передачі проти заїдання точку на лінії  $\vartheta_1=\vartheta_2$  відзначаємо поблизу правої межі блокувального контуру, а для одержання заданого значення коефіцієнта торцевого перекриття  $\varepsilon_{\alpha}=1,2$  відзначаємо точку  $M$  (див. рис. 3,в) у місці перетину ліній  $\vartheta_1=\vartheta_2$  і  $\varepsilon=1,2$  і знаходимо її координати  $x_1$  і  $x_2$ .

Значення коефіцієнтів зміщення, що забезпечують максимальну контактну міцність; найбільшу міцність на згин і найбільшу зносостійкість і опір заїданню наведені у додатку Е.

**a**



**б**



**в**

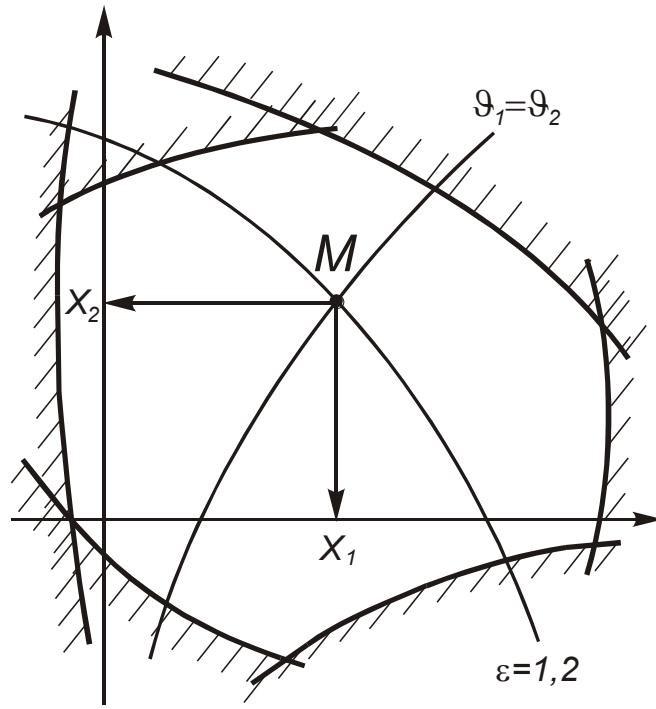


Рисунок 3 – Схеми вибору коефіцієнтів зміщення

### 3 РОЗРАХУНКОВІ ФОРМУЛИ

Кут зачеплення  $\alpha_w$  визначаємо з трансцендентного рівняння

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \frac{2x_\Sigma \operatorname{tg}\alpha}{z_\Sigma} + \operatorname{inv}\alpha, \quad (1)$$

де  $x_\Sigma = x_1 + x_2$ ;  $z_\Sigma = z_1 + z_2$ ;  
 $\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{tg}\alpha_w - \alpha_w$ ;  $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{tg}\alpha - \alpha$ ;  
 $\alpha = 20^\circ$ ;  $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{inv}20^\circ = 0,014904$ .

Значення евольвентної функції наведені в додатку Д.

Міжосьова відстань зубчастої передачі:

$$a_w = a \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}, \quad (2)$$

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

Ділительні діаметри коліс:

$$d_i = mz_i, \quad (3)$$

тут і далі  $i=1, 2$ .

Початкові діаметри коліс:

$$d_{wi} = \frac{2a_w z_i}{z_\Sigma}. \quad (4)$$

Основні діаметри коліс:

$$d_{bi} = d_i \cos\alpha. \quad (5)$$

Діаметри кіл западин:

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

Діаметри кіл вершин:

$$d_{ai} = d_i + 2m(h_a^* + x_i - \Delta y), \quad (7)$$

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



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

Коловий ділительний крок зубів:

$$p = \pi m. \quad (8)$$

Коловий основний крок зубів:

$$p_b = p_\alpha = p \cos \alpha, \quad (9)$$

де  $p_\alpha$  – крок евольвентного зачеплення.

Коловий початковий крок зубів:

$$p_{w_i} = \frac{\pi d_{w_i}}{z_i}. \quad (10)$$

Товщини зубів колові ділительні:

$$S_i = m(0,5\pi + 2x_i \operatorname{tg} \alpha). \quad (11)$$

Товщини зубів колові основні:

$$S_{b_i} = A_i d_{b_i}, \quad (12)$$

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

Товщини зубів колові початкові:

$$S_{w_i} = d_{w_i}(A_i - \operatorname{inv} \alpha_w) = d_{w_i}(A_i - \operatorname{tg} \alpha_w + \alpha_w). \quad (13)$$

Кути профілів зубів коліс у точці на колі вершин:

$$\alpha_{a_i} = \arccos \frac{d_{b_i}}{d_{a_i}}. \quad (14)$$

Товщини зубів по колу вершин:

$$S_{a_i} = d_{a_i}(A_i - \operatorname{inv} \alpha_{a_i}) = d_{a_i}(A_i - \operatorname{tg} \alpha_{a_i} + \alpha_{a_i}). \quad (15)$$

Радіуси кривизни активного профілю зубів коліс у нижній точці:

$$\text{шестерні } \rho_{p_1} = a_w \sin \alpha_w - B_2; \quad (16)$$

$$\text{колеса } \rho_{p_2} = a_w \sin \alpha_w - B_1, \quad (17)$$

де  $B_i = 0,5d_b \operatorname{tg} \alpha_{a_i}$ .

Радіуси кривизни в граничних точках профілів зубів:

$$\rho_{l_i} = 0,5d_i \sin \alpha - \frac{m(1 - x_i)}{\sin \alpha}. \quad (18)$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{B_1 + B_2}{p_b} - \frac{z_\Sigma \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi}. \quad (19)$$

Питомі ковзання в контактних точках профілів:

шестерні: 
$$g_1 = 1 - \frac{z_1 \rho_{y1}}{z_2 \rho_{y2}}; \quad (20)$$


колеса: 
$$g_2 = 1 - \frac{z_2 \rho_{y2}}{z_1 \rho_{y1}}, \quad (21)$$

де  $\rho_{y1}$  і  $\rho_{y2}$  – радіуси кривизни спряжених профілів у контактній точці.

#### 4 РОЗРАХУНОК ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ

Розрахунок зачеплення виконується на ЕОМ за допомогою програми “Розрахунок евольвентного зубчастого зачеплення.xls”. Для роботи програми необхідно наявність на комп’ютері *Excel*. Після запуску програми необхідно ввести параметри зачеплення (змінювані параметри позначені червоним шрифтом):

- кількість зубів шестерні  $z_1$ ;
- кількість зубів колеса  $z_2$ ;
- модуль  $m$ , мм;
- коефіцієнт зміщення при виготовленні шестерні  $x_1$ ;
- коефіцієнт зміщення при виготовленні колеса  $x_2$ .
- прізвище студента;
- групу.

Після запровадження вихідних даних параметри зубчастого зачеплення будуть розраховані автоматично. Для роздрукування таблиці необхідно натиснути на іконку “ДРУК” , і результати будуть виведені на принтер. Приклад роботи програми наведений у додатку **Б**.

## 5 ПЕРЕВІРНІ РОЗРАХУНКИ

Ці розрахунки виконуються для перевірки правильності зроблених ЕОМ обчислень і обов'язково вносяться до пояснювальної записки курсового проекту:

- перевірка міжосьової відстані і початкових діаметрів коліс:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2}; \quad (22)$$

- перевірка міжосьової відстані, діаметрів вершин і діаметрів западин коліс:

$$2(a_w - c * m) = d_{a1} + d_{f2} = d_{a2} + d_{f1}; \quad (23)$$

- перевірка початкових товщин зубів коліс і початкового колового кроку:

$$S_{w1} + S_{w2} = p_w. \quad (24)$$

Якщо коефіцієнти зміщення  $x_1$  і  $x_2$  обрані за допомогою блокувального контуру [1], то виконання запропонованих до зубчастої передачі загальних вимог гарантовано. Проте студент повинний перевірити виконання зазначених вимог і включити цю перевірку до пояснювальної записки.

- підрізування зубів відсутнє при

$$\rho_{li} > 0; \quad (25)$$

- загострення зубів відсутнє при

$$S_{a_i} > 0,3m; \quad (26)$$

- заклинювання (інтерференція зубів) відсутнє при

$$\rho_{li} \leq \rho_{pi}. \quad (27)$$

У додатку **Б** наведений приклад перевірних розрахунків.

## 6 ЗМІСТ ГРАФІЧНОЇ ЧАСТИНИ ПРОЕКТУ

### 6.1 Елементи графічної частини проекту

На аркуші графічної частини проекту мають бути зображені:

- елементи зубчастого зачеплення (картина зачеплення);
- графіки питомих ковзань у прямокутних координатах;
- кругові діаграми - графіки питомих ковзань у кругових координатах на профілях зубів.

Масштабний коефіцієнт  $\mu_l$  картини зачеплення повинний відповідати стандартному креслярському масштабу  $M$ . Висота зуба при обраному масштабі має бути не менше  $50 \text{ мм}$ ; центри обертання коліс повинні знаходитись на полі креслення, при цьому лінія центрів зубчастої передачі може розташовуватися на кресленні вертикально, горизонтально або похило.

### 6.2 Побудова профілів зубів зубчастих коліс

Побудова профілів зубів зубчастих коліс проводиться в такому порядку:

1 Посередині відведеної для цього частини аркушу вертикально або похило проводиться лінія центрів і в обраному масштабі  $\mu_l$  на ній відкладається міжосьова відстань  $a_w$ . Таким чином утворюються центри обертання коліс  $O_1$  і  $O_2$  (див. рис. 4). Масштаб  $\mu_l$  необхідно вибрати такий, щоб повна висота зуба  $h$  ( $h = r_{a_i} - r_{f_i}$ ) зображувалася відрізком не менше  $50 \text{ мм}$ .

2 Радіусами  $r_{w1}$  і  $r_{w2}$  з центрів  $O_1$  і  $O_2$ , відповідно, проводяться дуги початкових кіл, що стикаються у полюсі зачеплення  $P$ .

3 Через полюс зачеплення  $P$  перпендикулярно міжосьовій лінії  $O_1O_2$  проводиться загальна дотична  $\tau-\tau$  до початкових кіл.

4 Радіусами  $r_{b1}$  і  $r_{b2}$  проводяться дуги основних кіл і дотично до них проводиться лінія зачеплення  $n-n$ , що повинна пройти через полюс  $P$  і утворити з лінією  $\tau-\tau$  кут, рівний куту зачеплення  $\alpha_w$ .

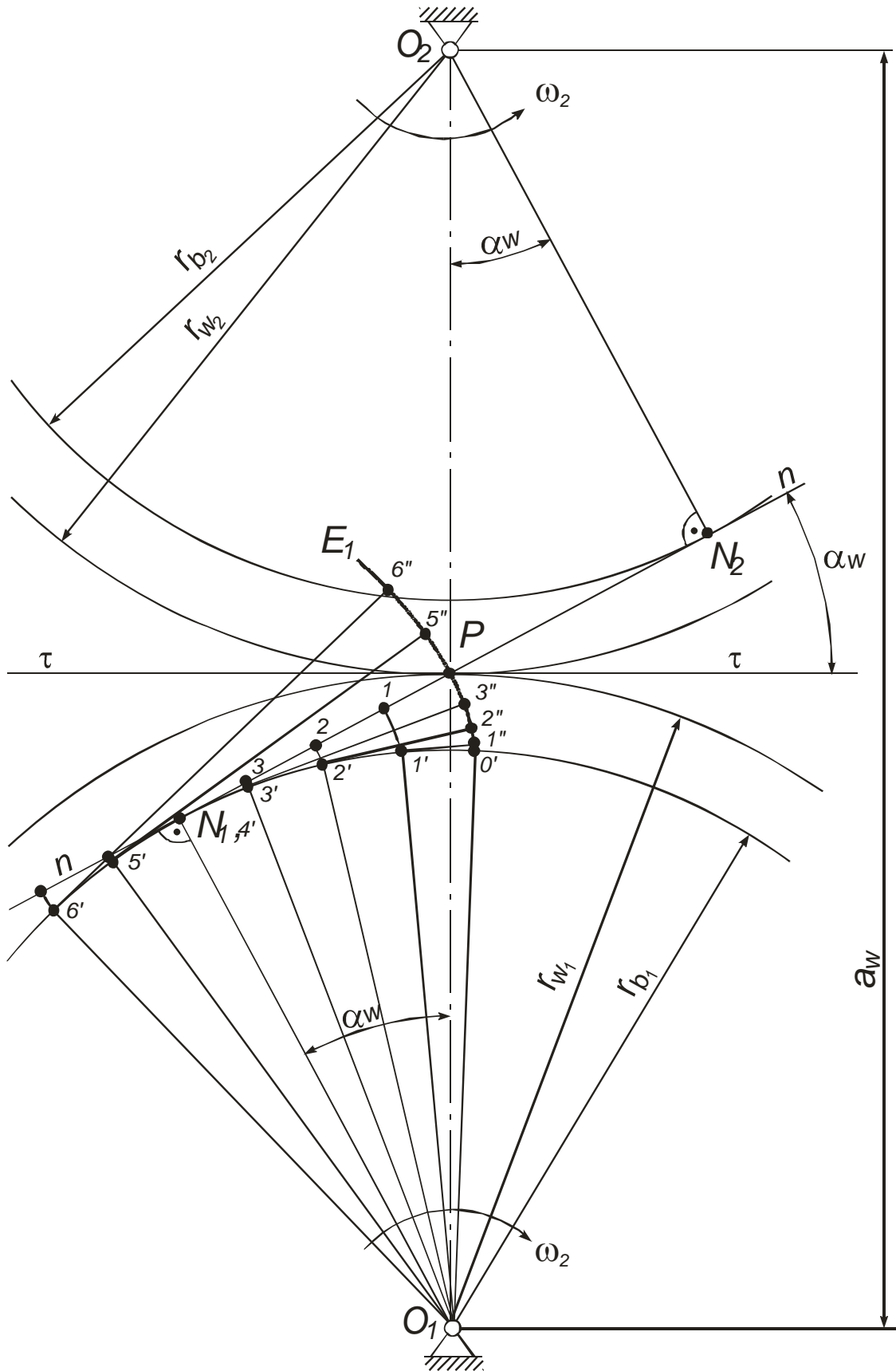


Рисунок 4 – Побудова профілів зубів зубчастих коліс

5 Щоб визначити точки дотику  $N_1$  і  $N_2$  лінії зачеплення  $n-n$  з основними колами, необхідно з центрів  $O_1$  і  $O_2$  провести до лінії  $n-n$  перпендикуляри

$O_1N_1$  і  $O_2N_2$ . При цьому відрізок лінії  $n-n$ , розташований між точками  $N_1$  і  $N_2$ , називають теоретичною лінією зачеплення, і вона є геометричним місцем можливих точок контакту спряжених профілів зубів коліс.

6 Будуються евольвентні профілі двох зубів коліс, що стикаються в полюсі зачеплення  $P$ . Для побудови евольвентного профілю зуба шестерні  $I$  відрізок  $N_1P$  теоретичної лінії зачеплення поділяється на 4 рівні частини. Отримані точки нумеруються від полюса  $P$ , створюючи рівні відрізки  $|P-1| = |1-2| = |2-3| = |3-N_1|$ . Ці відрізки (беручи їх рівними довжинам дуг) переносяться циркулем із лінії зачеплення на основне коло шестерні  $I$  вправо і вліво від точки  $N_1$ . На основному колі утворюються точки  $0', 1', 2', 3', 5', 6', 7', 8'$ . Кожна з цих точок з'єднується з центром  $O_1$ , і через кожен з них проводяться перпендикуляри до отриманих радіусів  $O_10'$  і  $O_11'$  і т.д., тобто будуються дотичні до основного кола (нормалі до майбутньої евольвенти  $E_1$ ). На кожній із цих дотичних відкладається така кількість відрізків  $(P-1)$ , що дорівнює номеру точки на основному колі. Наприклад, із точки  $5'$  відкладається п'ять відрізків, із точки  $3'$  - три відрізки і т.д. Таким чином на дотичних утворюються точки  $1'', 2'', 3'', 4'' \equiv P, 5''$  і т.д. З'єднуючи ці точки за допомогою лекала плавною кривою, одержуємо евольвентний профіль правої частини зуба шестерні  $I$ , що починається в точці  $0'$  на основному колі, а закінчуватися повинен на колі вершин зубів радіуса  $r_{a1}$ .

7 Для шестерні  $I$  проводяться дуги кіл (вершин, западин і ділильного) відповідними радіусами  $r_{a1}, r_{f1}$  і  $r_1$ .

8 Для побудови лівої частини профілю зуба шестерні  $I$  необхідно провести лінію симетрії зуба. Для цього по кожному із проведених кіл радіусів  $r_1, r_{w1}, r_{b1}, r_{a1}$ , уліво від отриманої евольвенти  $E_1$ , циркулем

відкладається в обраному масштабі по половині товщини зуба  $\frac{S_1}{2}, \frac{S_{w1}}{2},$

$\frac{S_{b1}}{2}$  і  $\frac{S_{a1}}{2}$  відповідно (див. рис. 5). З'єднуючи отримані серединні точки (які в ідеалі повинні лежати на одній радіальній прямій) із центром  $O_1$ , знаходимо вісь симетрії зуба, і, за правилом симетрії, за допомогою тієї ж ділянки лекала, будуємо ліву частину профілю зуба від кола вершин до основного кола.

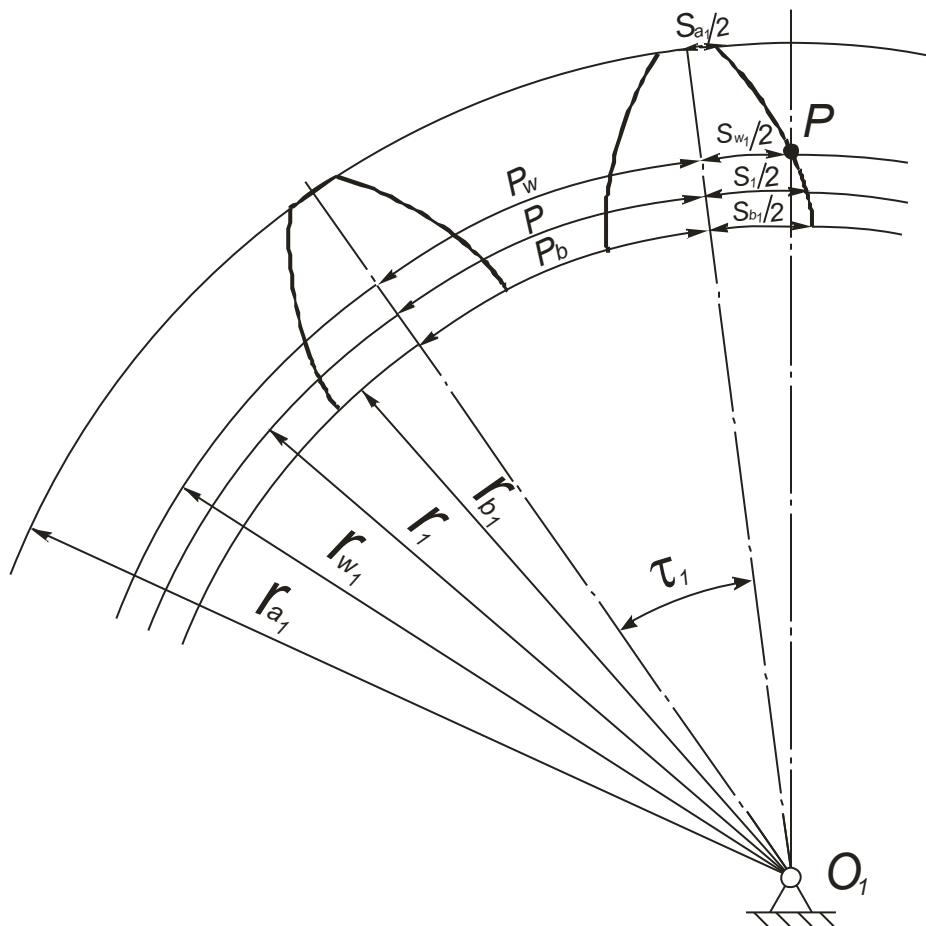


Рисунок 5 – Побудова зубів шестерні

9 Частина профілю ніжки зуба, що переходить із бокової евольвентної поверхні зуба на коло западин, будується таким чином. Якщо радіус кола западин більше або дорівнює радіусу основного кола, тобто  $r_{f1} \geq r_{b1}$ , то є дві точки перетину кола западин із симетричними евольвентами, що описують бокові профілі зуба. Необхідно за правилами спряження двох кривих виконати за допомогою циркуля спряження двох евольвент з колом западин умовним перехідним радіусом, який дорівнює  $0,25m$  (хоча в дійсності цей радіус  $\rho_f = 0,384m$ ). Центри кривизни перехідних кривих профілю зуба можна знайти, провівши дугу допоміжного кола радіуса  $R = r_{f1} + 0,25m$ , і, зробивши на ній засічки розчином циркуля  $\rho_f = 0,25m$  із точок перетину цього кола з евольвентними профілями зуба. З отриманих двох точок (центрів кривизни) і виконується спряження бокових профілів зуба з колом западин перехідним радіусом  $\rho_f = 0,25m$ .

Якщо радіус кола западин менше радіуса основного кола ( $r_{f1} < r_{b1}$ ), то частина профілю ніжки зуба умовно окреслюється радіальною прямою, що з'єднує початок евольвенти (точку  $O'$ ) із центром колеса (точкою  $O_1$ ) і спряжується з колом западин радіусом  $\rho_f = 0,25m$ , аналогічно тому, як описано вище. У дійсності ця побудова має місце, якщо  $(r_{b1} - r_{f1}) \geq 0,25m$ . Якщо ж  $(r_{b1} - r_{f1}) < 0,25m$ , то радіальну пряму можна не проводити, тому що допоміжне коло радіуса  $R$  перетинається з профільними евольвентами, які і спряжуються з колом западин, як описано вище.

Слід зазначити, що така побудова профілю ніжки зуба не відображує його дійсний контур, а є умовним креслярським прийомом при навчальному проектуванні.

Таким чином цілком побудовано профіль одного зуба шестерні  $I$  і можна виготовити з твердого паперу його шаблон (точну копію).

10 Для більш наочного уявлення картини зачеплення коліс необхідно показати по п'ять зубів на кожному з коліс. Для цього вправо або вліво від лінії симетрії вже побудованого зуба необхідно відкласти колові кроки  $P_{w1}$ ,  $P_1$  і  $P_{b1}$  по дугах початкового ділильного і основного кіл відповідно (див. рис. 5). Щоб зменшити помилку відкладання циркулем цих дуг, необхідно відкладати кожний із зазначених кроків у чотири прийоми, тобто по чотири відрізки розмірами  $\frac{P_{w1}}{4}$ ,  $\frac{P_1}{4}$  і  $\frac{P_{b1}}{4}$ , щоб довжина відповідної дуги менше відрізнялася від довжини хорди. Після відкладання всіх цих кроків, через точки, отримані на кожному із зазначених кіл, проводиться пряма, що проходить через центр  $O_1$ . Ця пряма і має бути лінією симетрії сусіднього зуба. Положення ліній симетрії інших зубів знаходяться відкладанням в один прийом за допомогою циркуля відстані між двома отриманими лініями симетрії по будь-якому з кіл. Обов'язковою є побудова, крім першого зуба, ще по двох зліва і справа від нього за допомогою шаблону або лекала.

Цілком аналогічно виконується побудова профілів п'яťох зубів колеса 2.

Після креслення картини зачеплення, для більш глибокого розуміння процесу зачеплення евольвентних зубчастих коліс, необхідно виконати



деякі додаткові побудови і показати на кресленні ряд додаткових елементів.

1 Виділяється робоча (активна) частина лінії зачеплення  $ab$  – це частина теоретичної лінії зачеплення  $N_1N_2$ , що відсікається від неї колами виступів зубчастих коліс і що є геометричним місцем дійсних точок контакту спряжених профілів зубів.

2 Показується положення профілів зубів коліс у момент входу до зачеплення і виходу з нього. Якщо шестерня  $1$  є ведучою й обертається за годинниковою стрілкою, то зуби входять до зачеплення в точці  $a$ , а виходять із нього в точці  $b$ . У цих положеннях і показуються профілі зубів пунктирними лініями. При цьому немає необхідності показувати зуби цілком, достатньо показати тільки взаємодіючі профілі.

3 Виділяються робочі (активні) ділянки профілів зубів, що взаємодіють у полюсі зачеплення  $P$ . При цьому варто розуміти, що в процесі передачі обертання від шестерні  $1$  до колеса  $2$ , ніжка зуба шестерні  $1$  ввійде в зачеплення в точці  $a$  із головкою зуба колеса  $2$ . У точці  $b$  головка зуба шестерні  $1$  вийде з зачеплення з ніжкою зуба колеса  $2$ . Таким чином точка контакту взаємодіючих профілів одночасно переміщується лінією зачеплення  $n-n$  від точки  $a$  до точки  $b$ , а також профілями зубів: у першого колеса – від його ніжки до вершини, а у другого навпаки – від вершини до ніжки. Ділянки профілів зубів, що в процесі зачеплення безпосередньо взаємодіють одна з одною, називаються робочими ділянками профілів. Тому для визначення цих ділянок достатньо зробити такі побудови. Через точку  $a$  із центра  $O_1$  проводиться дуга радіуса  $O_1a$  до перетину в точці  $A_1$  із профілем зуба шестерні  $1$ , і через точку  $b$  із центра  $O_2$  проводиться дуга радіусом  $O_2b$  до перетину в точці  $A_2$  із профілем зуба другого колеса. При цьому верхні точки профілів  $B_1$  і  $B_2$  лежать на відповідних колах вершин. Тоді ділянки  $A_1B_1$  і  $A_2B_2$  профілів зубів відповідно першого і другого колеса є робочими ділянками профілів. Щоб виділити на кресленні ці ділянки, потрібно з внутрішньої сторони профілів провести лінії, еквідистантні  $A_1B_1$  і  $A_2B_2$  на відстані  $1,5...2$  мм, і заштрихувати отримані смужки. Оскільки спряжені профілі зубів не є центроїдами у відносному русі, то в процесі зачеплення вони перекочуються один за одним з ковзанням, і тому довжини робочих ділянок спряжених профілів не рівні між собою.

4 Показуються дуги зачеплення по початкових колах  $a_1b_1$  і  $a_2b_2$ , і центральні кути  $\varphi_{\alpha_1}$  і  $\varphi_{\alpha_2}$ , що стягуються ними – кути перекриття. Взагалі **дугою зачеплення** називається дуга, яку описує будь-яка точка спряженого профілю за час зачеплення однієї пари зубів. Тому дугу зачеплення можна показати по будь-якому колу зубчастого колеса, що знаходиться в зачепленні, але частіше усього її показують по початковому колу. Отже, дуги зачеплення можна уявити як дуги початкових кіл, що перекочуються без ковзання одна по іншій за час зачеплення однієї пари спряжених профілів і, отже, їх довжини будуть однакові. З визначення очевидно, що дуга зачеплення шестерні  $1$  – це дуга  $a_1b_1$  початкового кола радіуса  $r_{w1}$ , що відсікається показаними пунктирними лініями профілями зубів шестерні  $1$  (див. п. 2). З'єднавши точки  $a_1$  і  $b_1$  (крайні точки дуги зачеплення) із центром  $O_1$ , покажемо кут перекриття першого колеса  $\varphi_{\alpha_1}$  – кут, на який повертається дане зубчасте колесо за час зачеплення однієї пари зубів. Аналогічні побудови виконуються і для другого колеса.

5 Позначаються кутові кроки зубчастих коліс,  $\tau_1$  і  $\tau_2$  – центральні кути між осями симетрії двох сусідніх зубів (див. рис. 5).

6 Будуються діаграми коефіцієнтів питомого ковзання профілів зубів у прямокутній і круговій системах координат.

Оскільки робочі ділянки профілів зубів перекочуються одна по одній з ковзанням, то на цих ділянках виникають сили тертя, і відбувається процес спрацювання. Характеристиками цього процесу є коефіцієнти питомого ковзання профілів  $\mathcal{G}_{12}$  і  $\mathcal{G}_{21}$ .

Значення цих коефіцієнтів розраховуються або вручну за формулами (20), (21) або за допомогою ЕОМ. У другому випадку в роздруківці наводяться значення  $\mathcal{G}_{12}$  і  $\mathcal{G}_{21}$  для десяти точок теоретичної лінії зачеплення  $N_1N_2$ . При цьому варто мати на увазі, що вся довжина  $N_1N_2$  поділяється на 10 рівних відрізків, і отримані точки розподілу нумеруються від 0 до 10, починаючи від точки  $N_1$  до  $N_2$ , а значення коефіцієнтів  $\mathcal{G}$  у крайніх точках і в полюсі зачеплення такі:

$$\text{у точці «0» : } \mathcal{G}_{12} = -\infty, \quad \mathcal{G}_{21} = 1;$$

$$\text{у точці «10» : } \mathcal{G}_{12} = 1, \quad \mathcal{G}_{21} = -\infty;$$

$$\text{у точці } P: \quad \mathcal{G}_{12} = \mathcal{G}_{21} = 0.$$

Обравши масштабний коефіцієнт  $\mu_g$  (бажано  $\mu_g$  вибирати в межах  $0,05\text{мм}^{-1} \leq \mu_g \leq 0,1 \text{ мм}^{-1}$ ) і використовуючи отримані значення  $\mathcal{G}_{12}$  і  $\mathcal{G}_{21}$ , будуються діаграми коефіцієнтів питомого ковзання в прямокутній системі координат. Для цього через довільно обрану на продовженні лінії  $O_1N_1$  точку  $O$  (див. рис. 6), паралельно лінії  $N_1N_2$ , проводиться вісь абсцис  $O\rho_k$ . Тоді лінія  $O_1N_1$  (або її продовження) буде являти собою вісь ординат  $O\mathcal{G}$ . На вісь абсцис проєктуються точки  $a, P, b, N_2$  (проєкція  $N_1$  збігається з  $O$ ).

Якщо розрахунок значень  $\mathcal{G}_{12}$  і  $\mathcal{G}_{21}$  проводиться вручну, на калькуляторі, то довжину теоретичної лінії зачеплення  $N_1N_2$  слід також розбивати на 10 рівних частин і у формули (20), (21) для розрахунку коефіцієнтів  $\mathcal{G}_{12}$  і  $\mathcal{G}_{21}$  послідовно підставляти співвідношення радіусів кривизни спряжених евольвент

$$\frac{\rho_{k2}}{\rho_{k1}} \text{ і } \frac{\rho_{k1}}{\rho_{k2}} \text{ (тобто } \frac{\rho_{k2}}{\rho_{k1}} = \frac{10}{0}; \frac{9}{1}; \frac{8}{2} \dots \frac{0}{10} \text{ і } \frac{\rho_{k1}}{\rho_{k2}} = \frac{0}{10}; \frac{1}{9}; \frac{2}{8} \dots \frac{10}{0} \text{)}.$$

Тобто в будь-якому випадку довжину відрізка, що відповідає довжині  $N_1N_2$  на осі абсцис, поділяємо на десять рівних частин. Через отримані точки розподілу проводимо лінії, паралельні осі ординат, і відкладаємо на них в обраному масштабі  $\mu_g$  відповідні значення  $\mathcal{G}_{12}$  і  $\mathcal{G}_{21}$ .

Значення коефіцієнтів питомого ковзання розраховані для всієї довжини теоретичної лінії зачеплення  $N_1N_2$ , фактично ж зачеплення відбувається лише на робочій ділянці лінії зачеплення  $ab$ . Тому на побудованих діаграмах коефіцієнтів питомого ковзання виділяються ділянки, що відповідають відрізку  $ab$  (ці ділянки заштриховані). Далі на робочих профілях зубів у зручному місці будуються кругові діаграми коефіцієнтів питомого ковзання. Для цього від відповідних точок робочих ділянок профілів обраних зубів на концентричних колах відкладаються відрізки, рівні (або пропорційні) ординатам відповідних діаграм, побудованих раніше в прямокутній системі координат (див. рис. 6).

На аркуші 2 графічної частини проекту на вільному від побудов місці необхідно накреслити зведену таблицю параметрів зачеплення, приклад якої наведений у додатку **В**.

Для підготовки до захисту другого аркушу курсового проекту можна скористатися питаннями, наведеними у додатку **Г**.

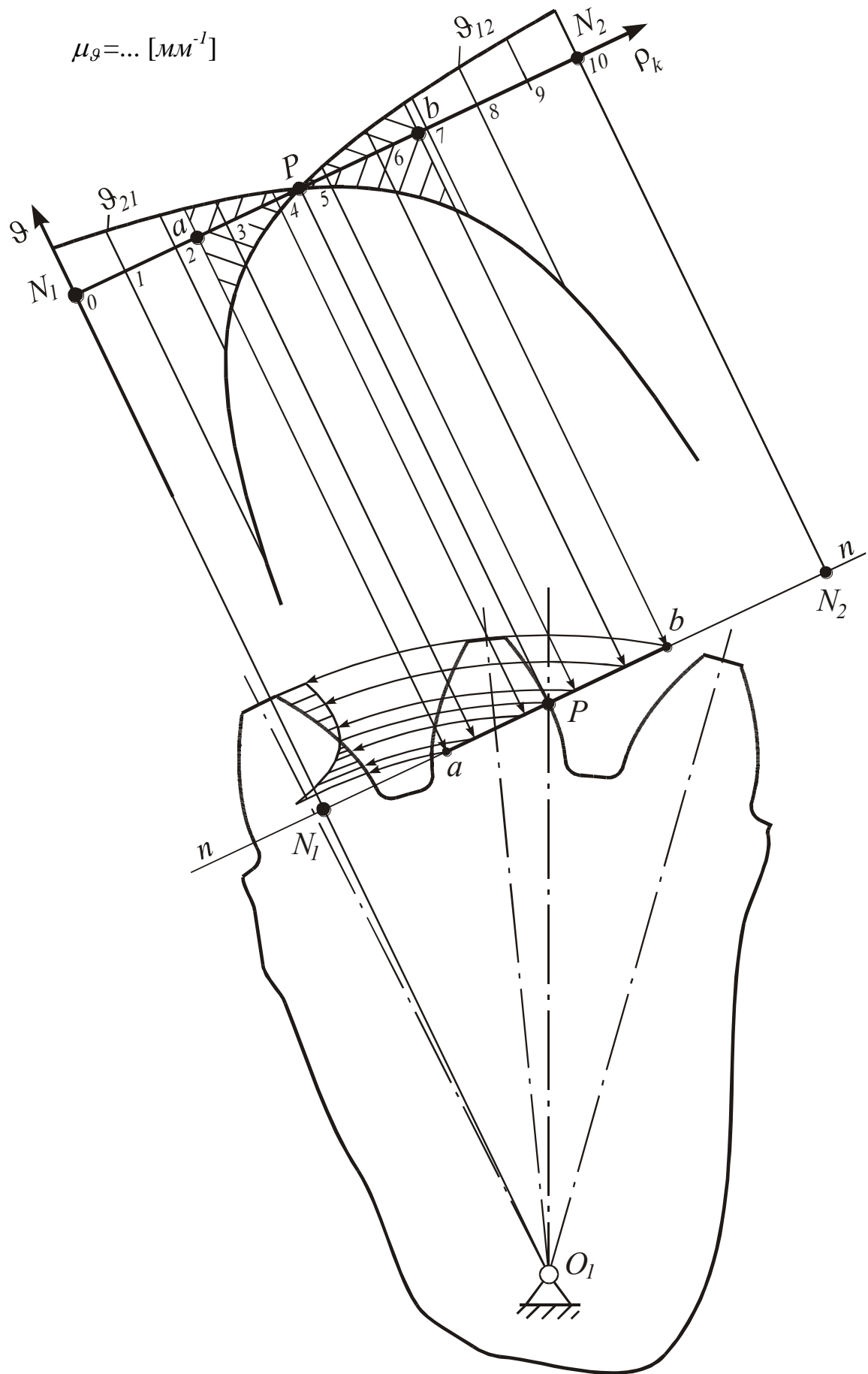


Рисунок 6 – Схема переносу діаграми питомих ковзань на профіль зуба

# ДОДАТОК А

## Блокувальні контури

21

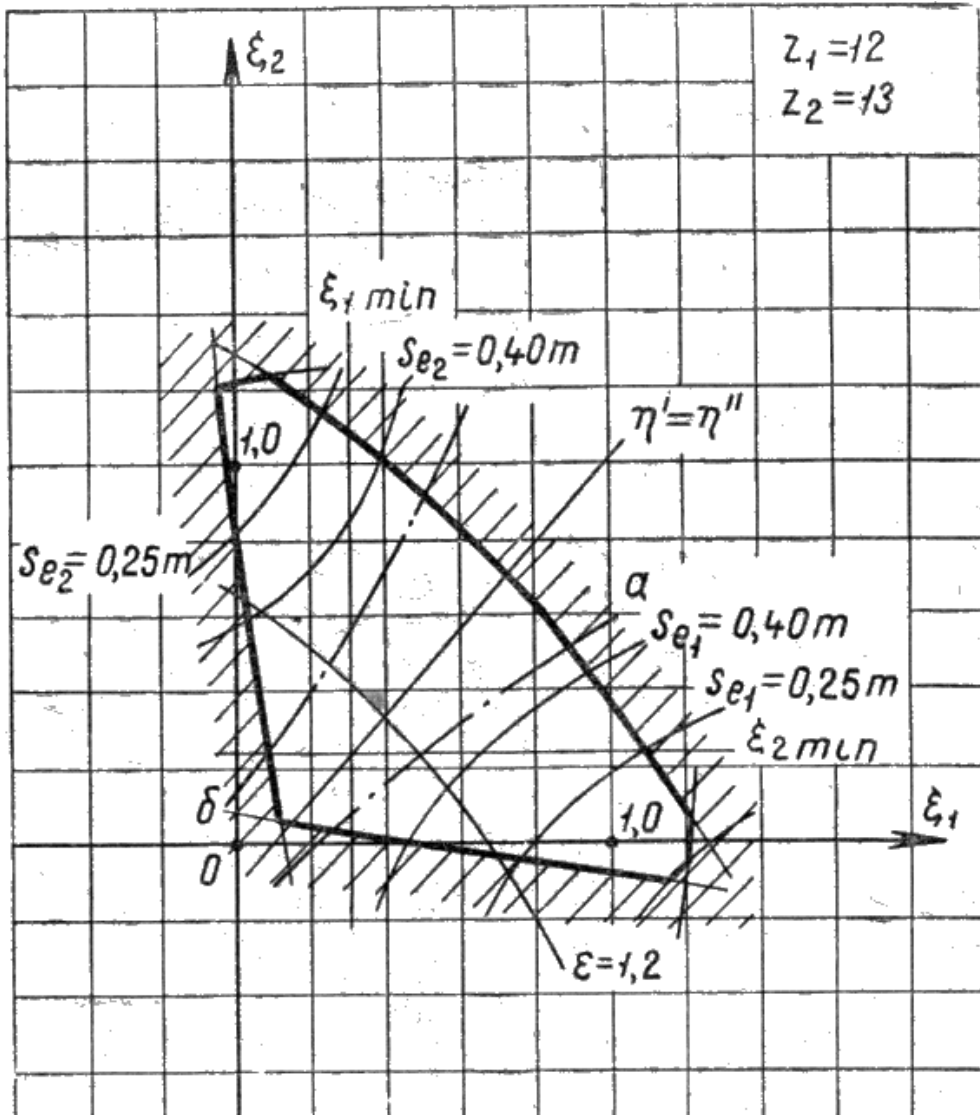


Рисунок А.1

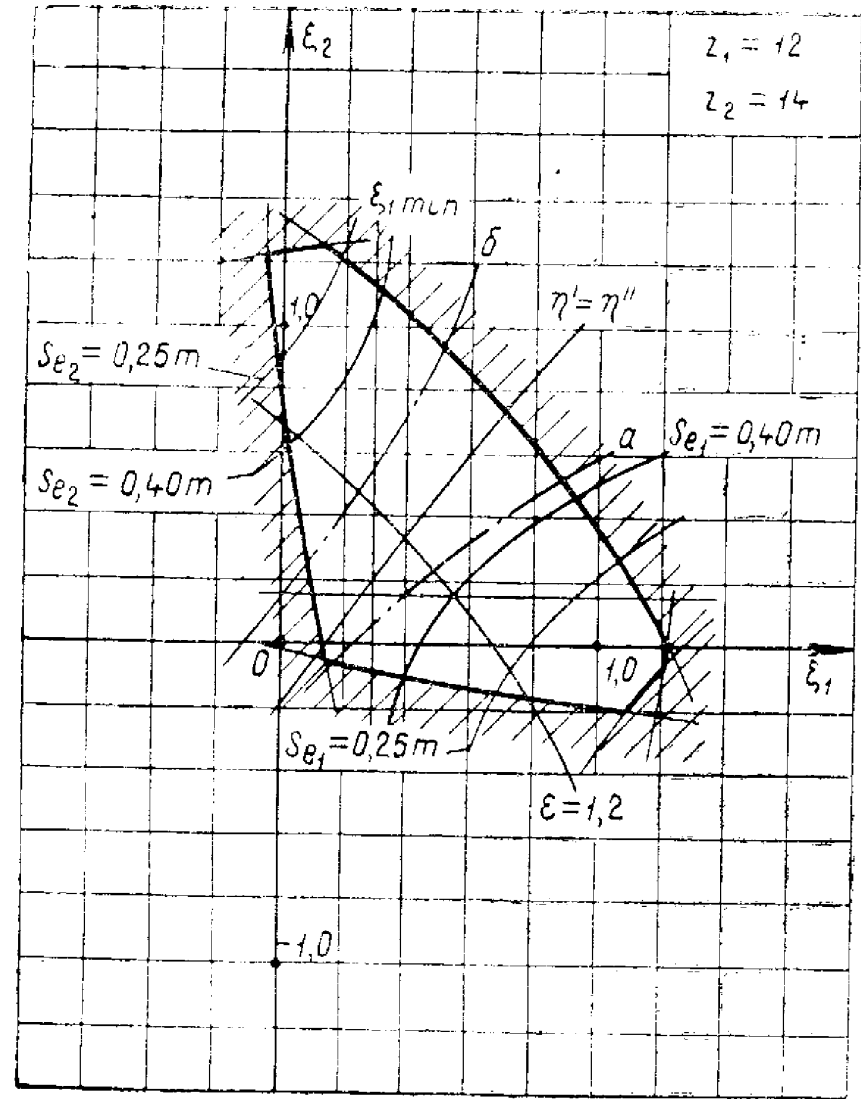


Рисунок А.2

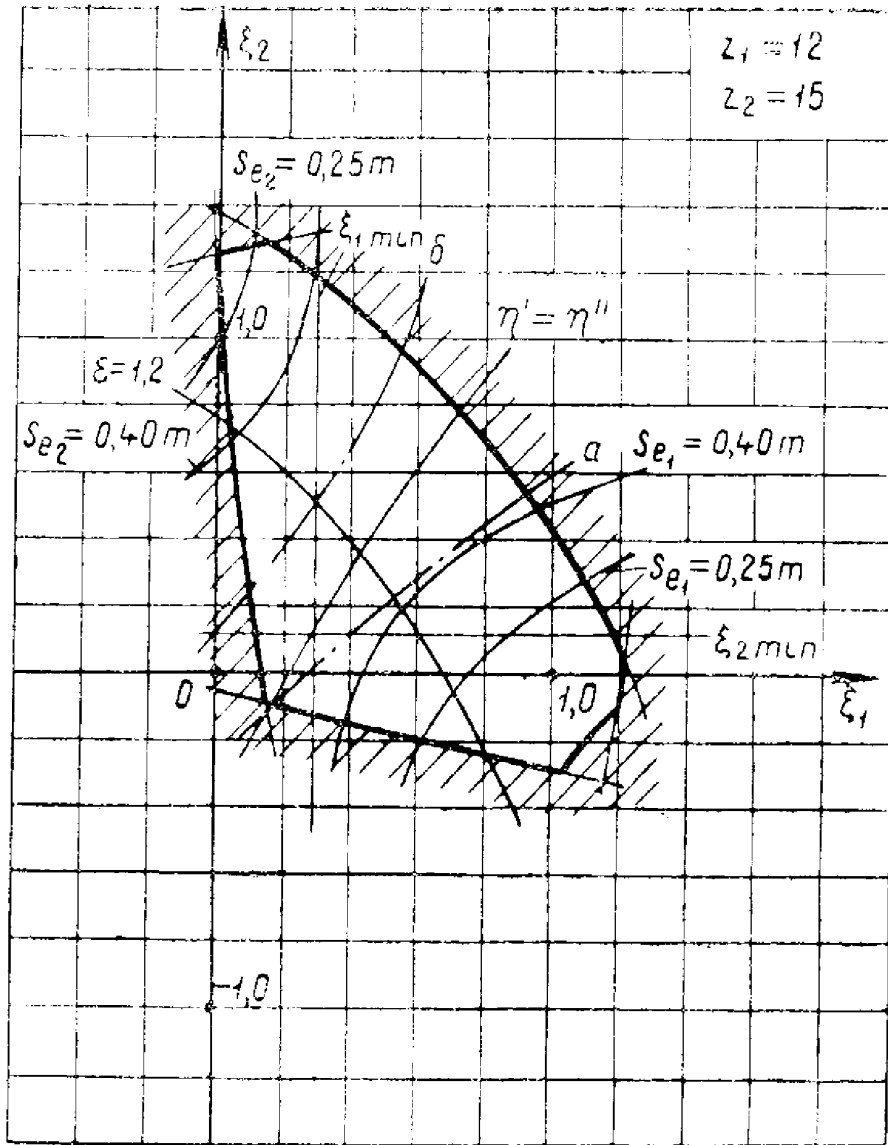


Рисунок А.3

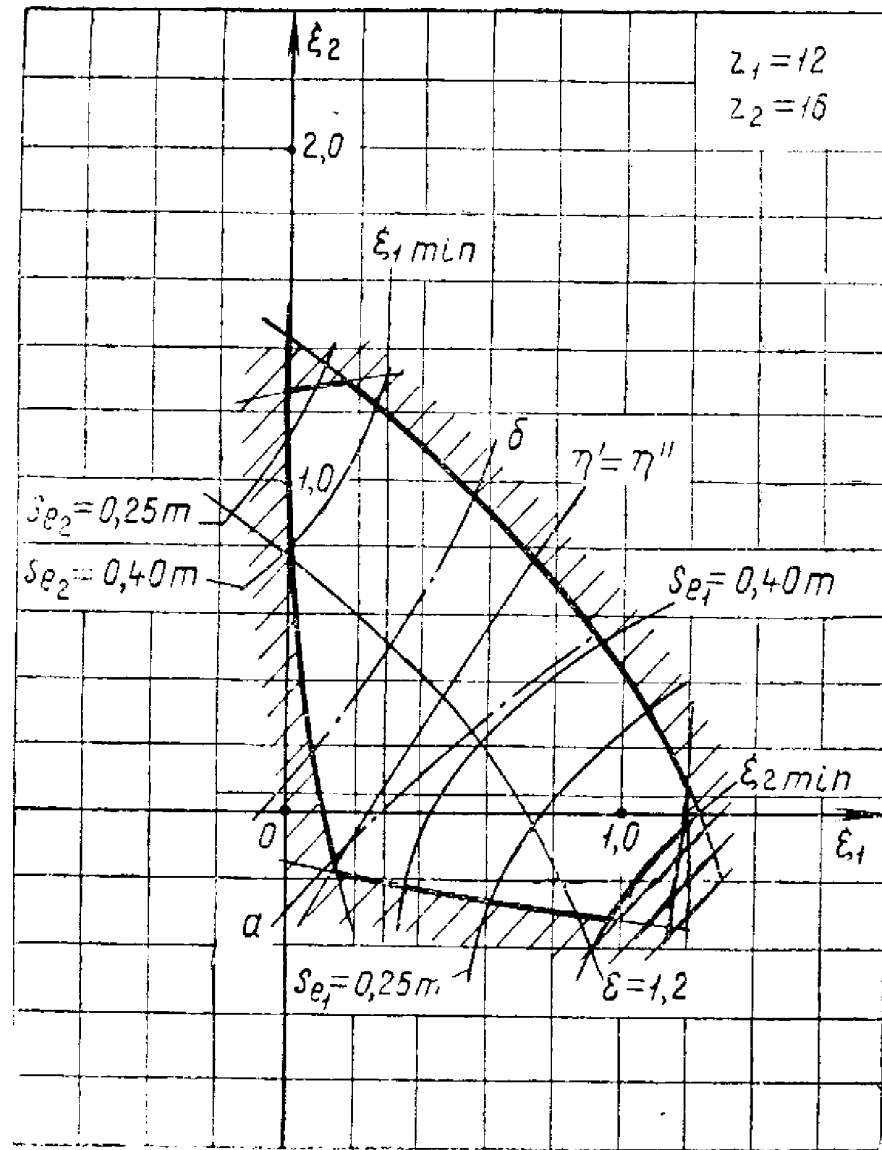


Рисунок А.4

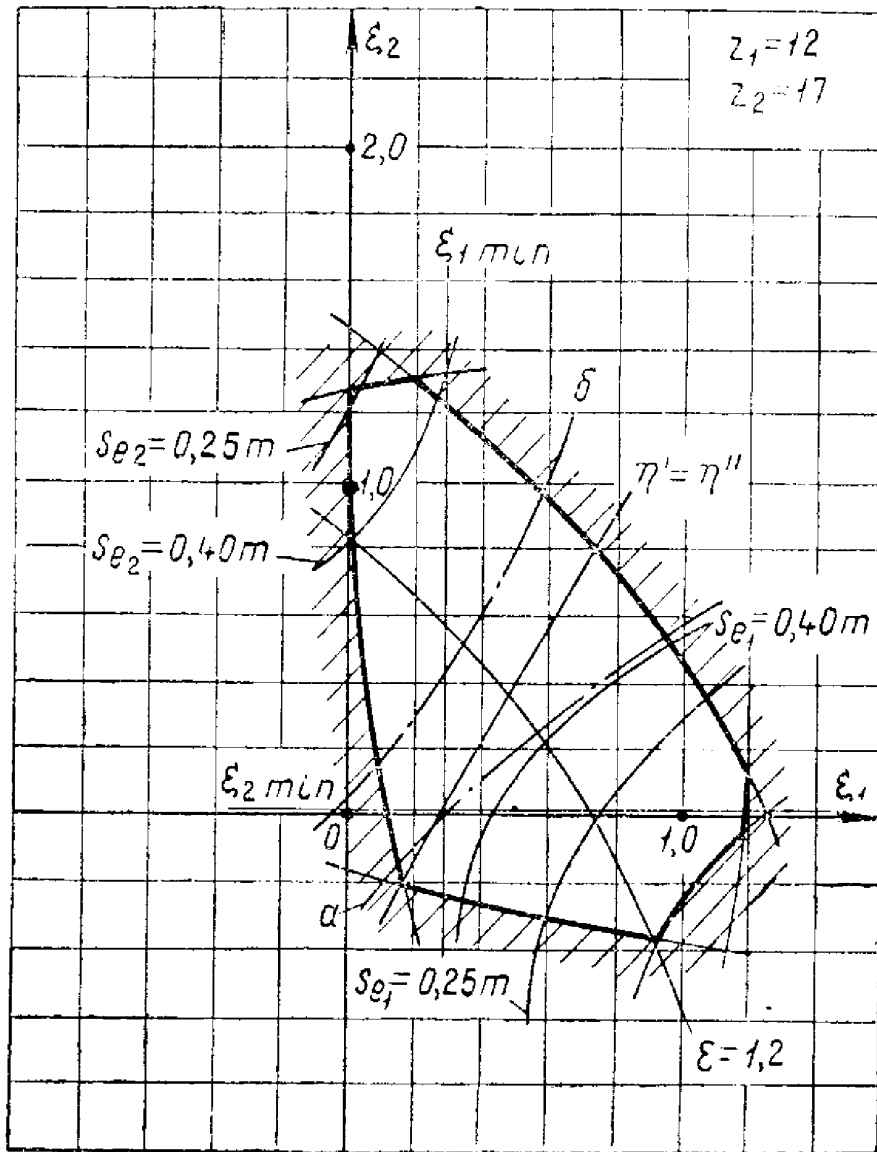


Рисунок А.5

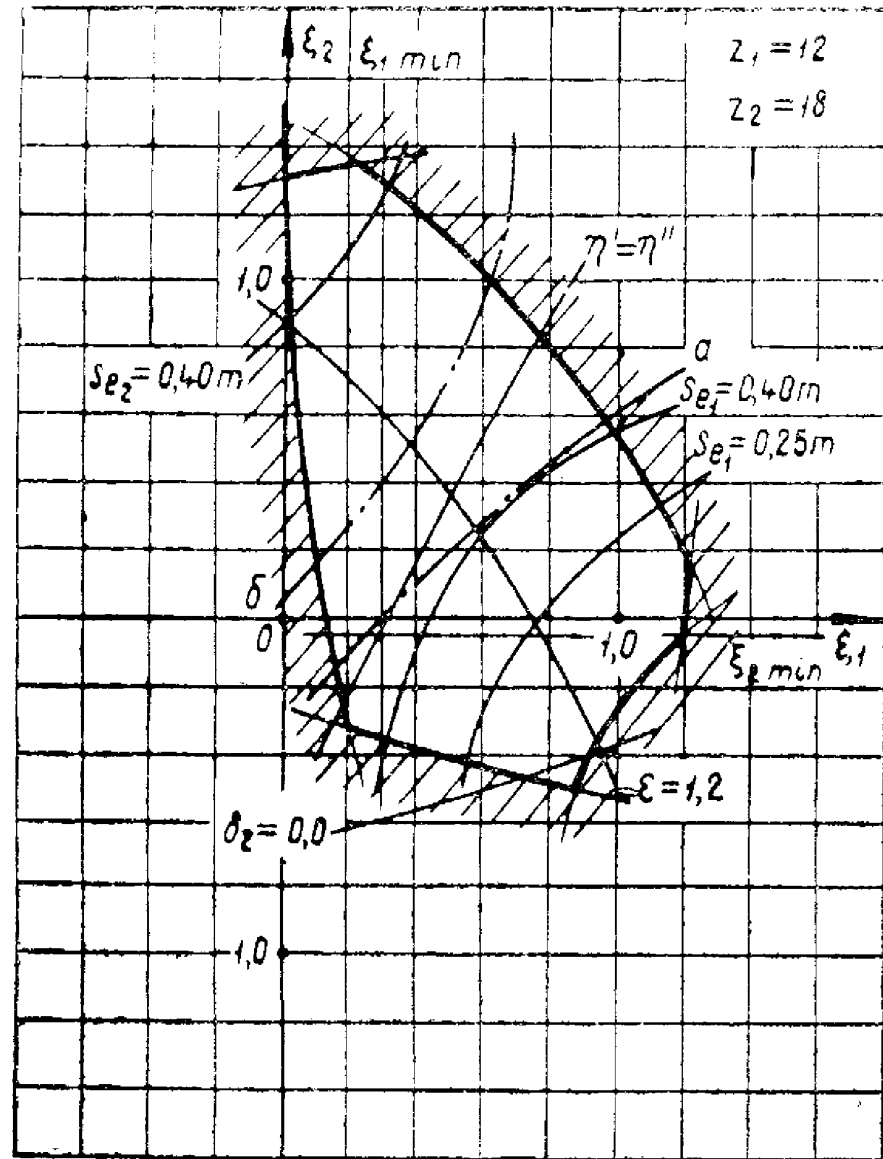


Рисунок А.6

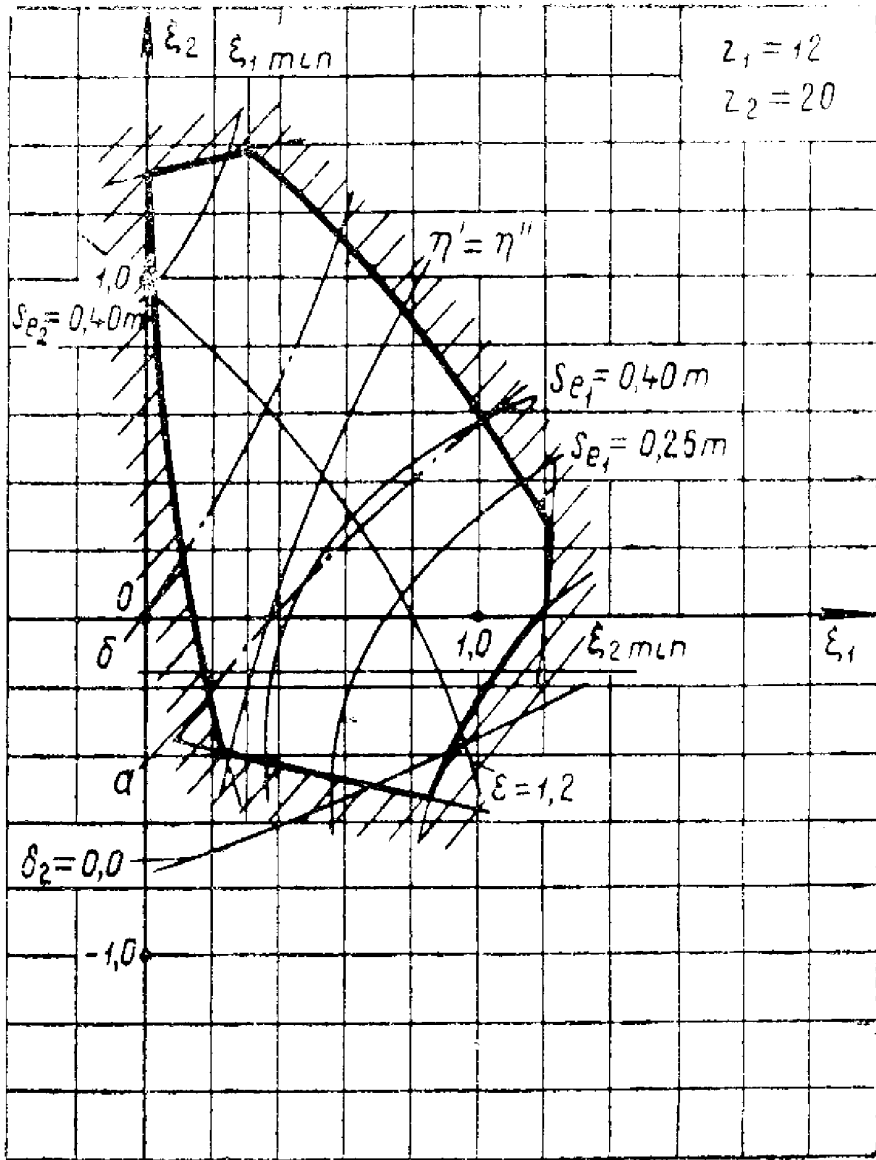


Рисунок А.7

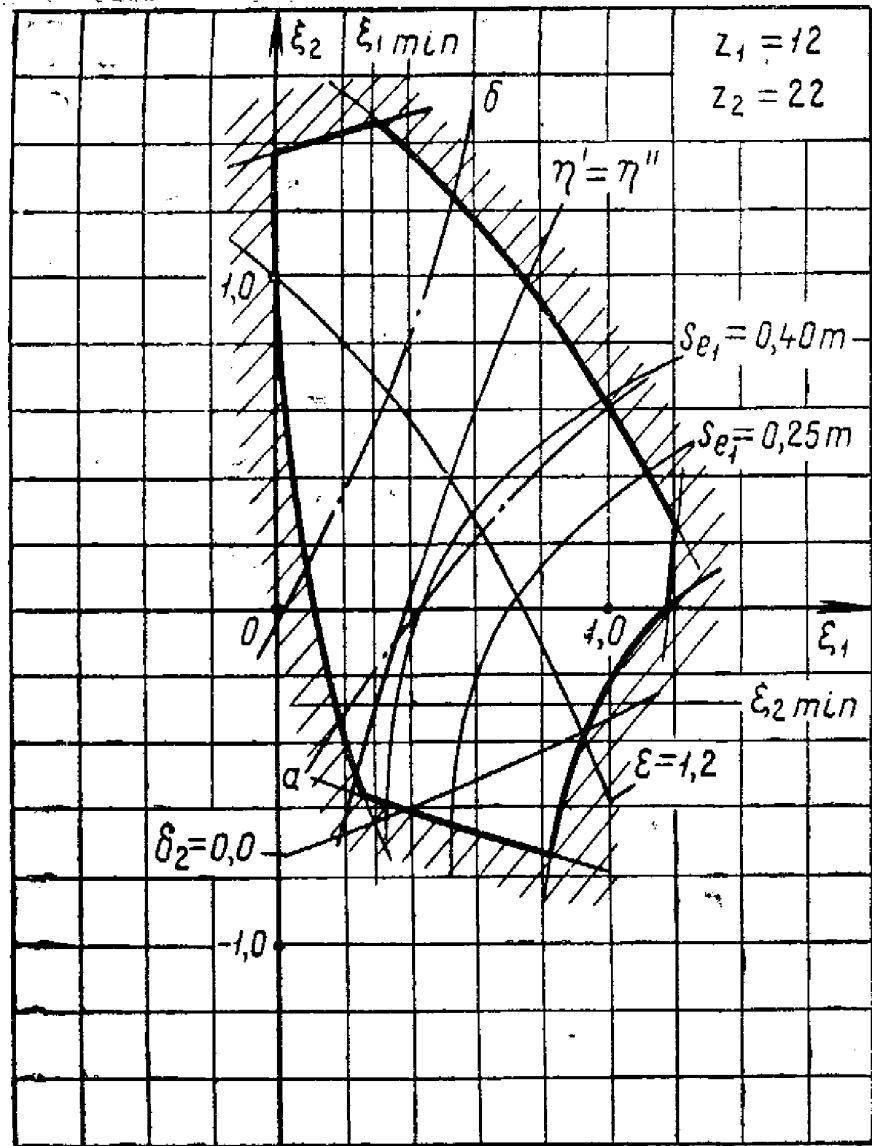


Рисунок А.8



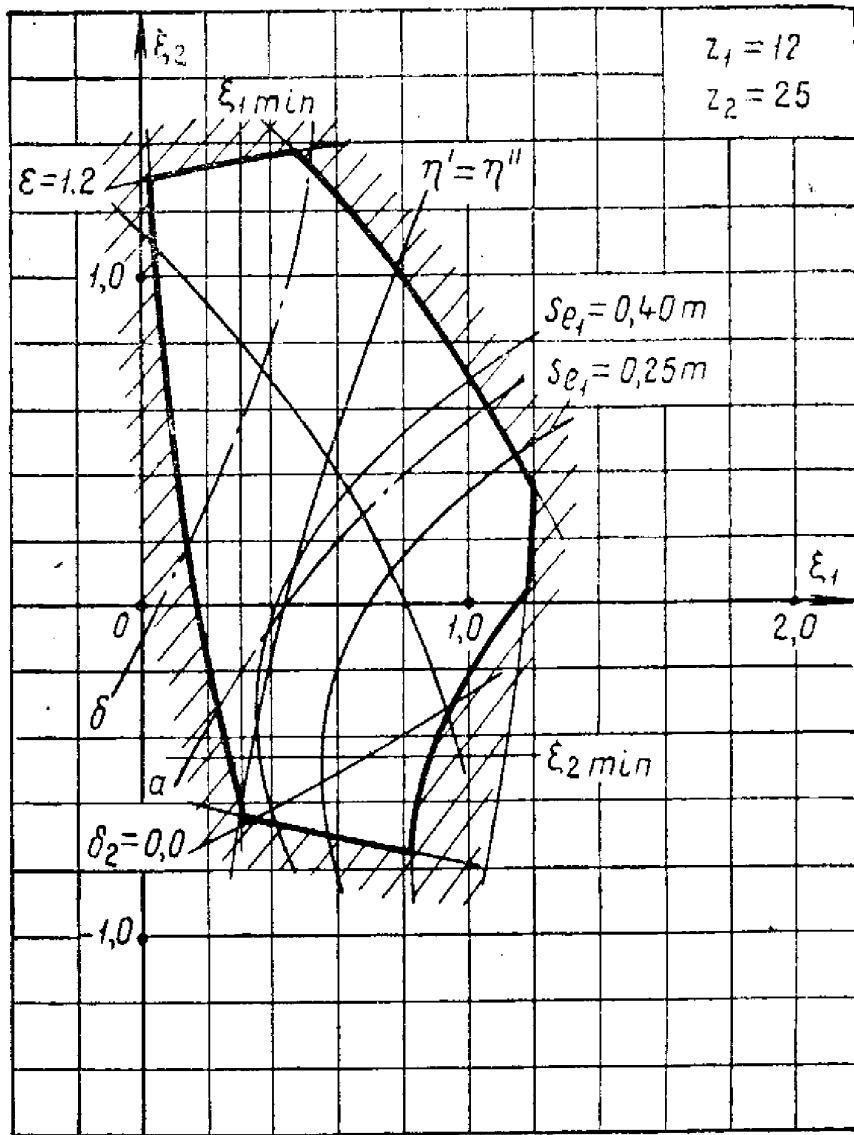


Рисунок А.9

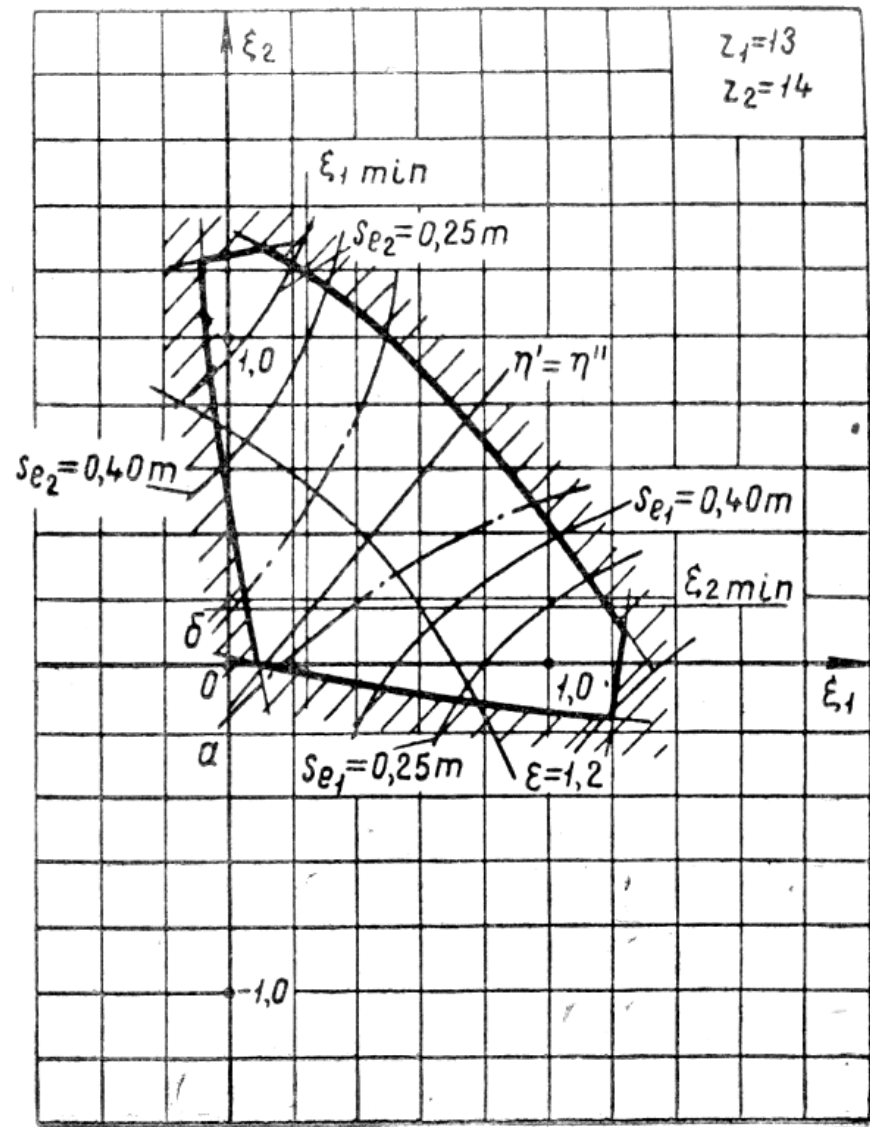


Рисунок А.10

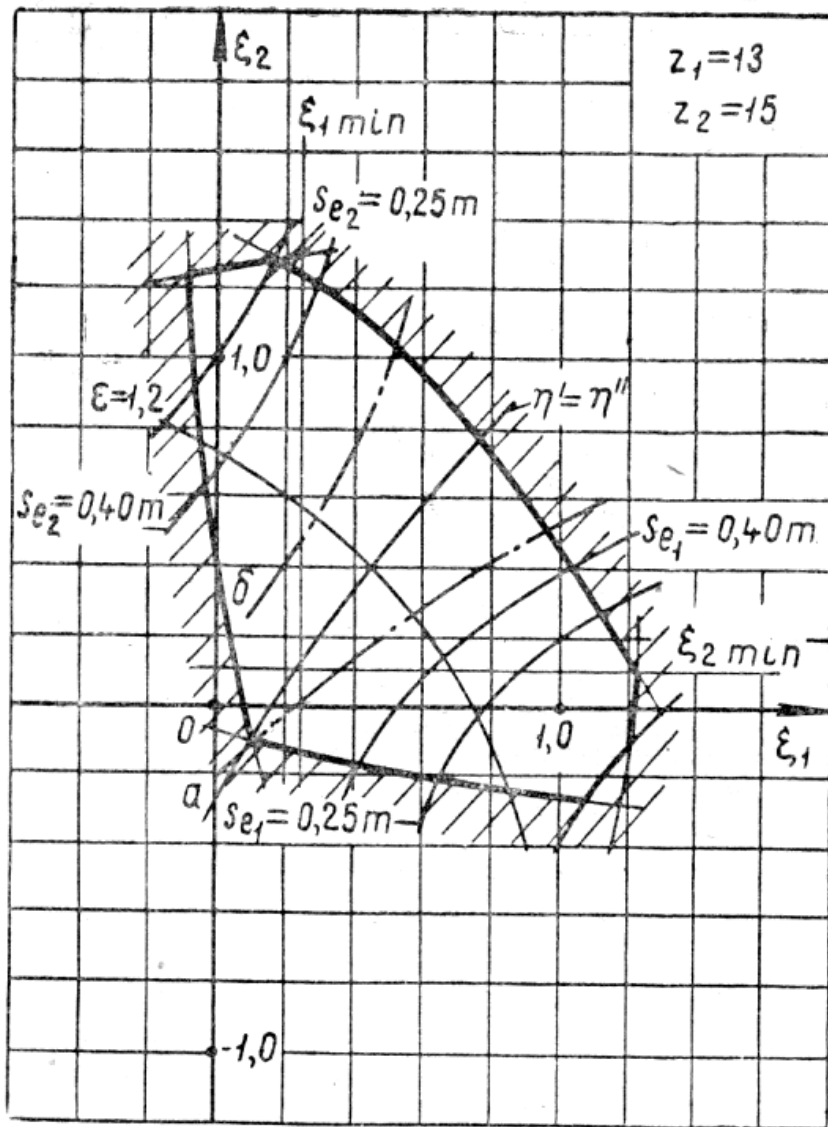


Рисунок А.11

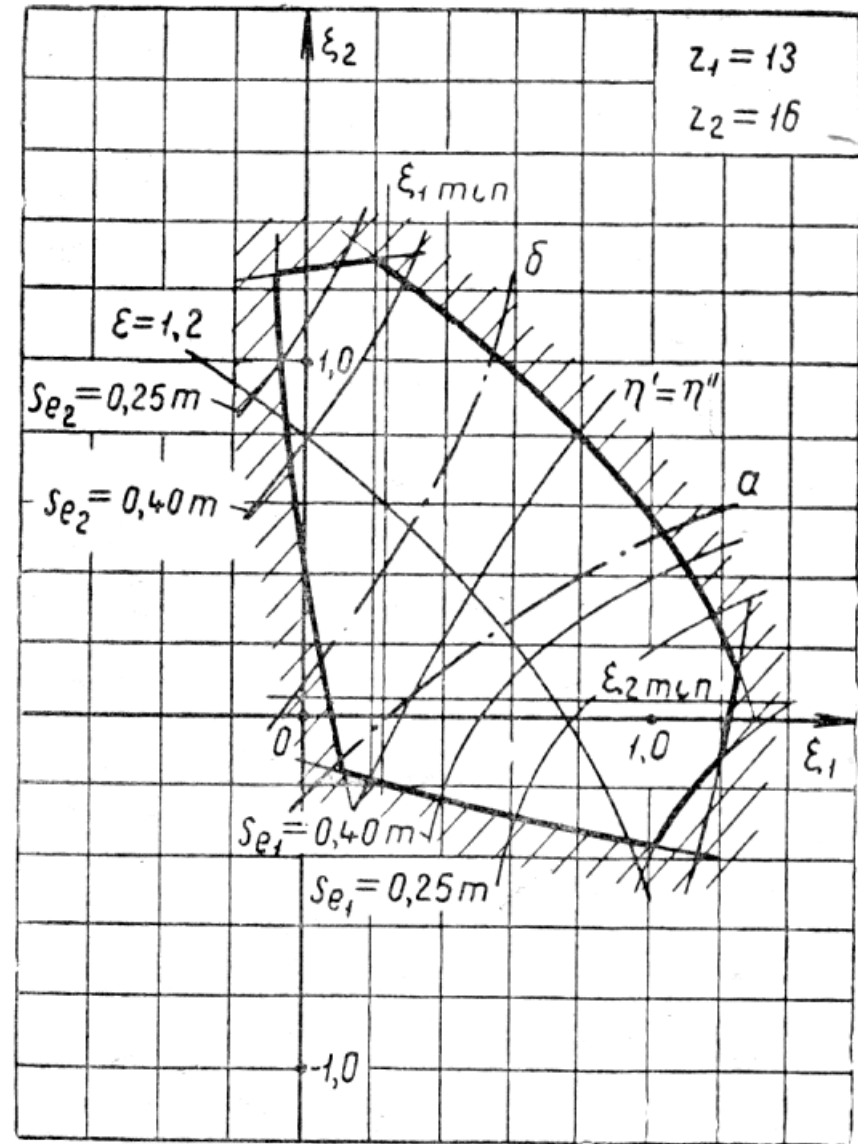


Рисунок А.12

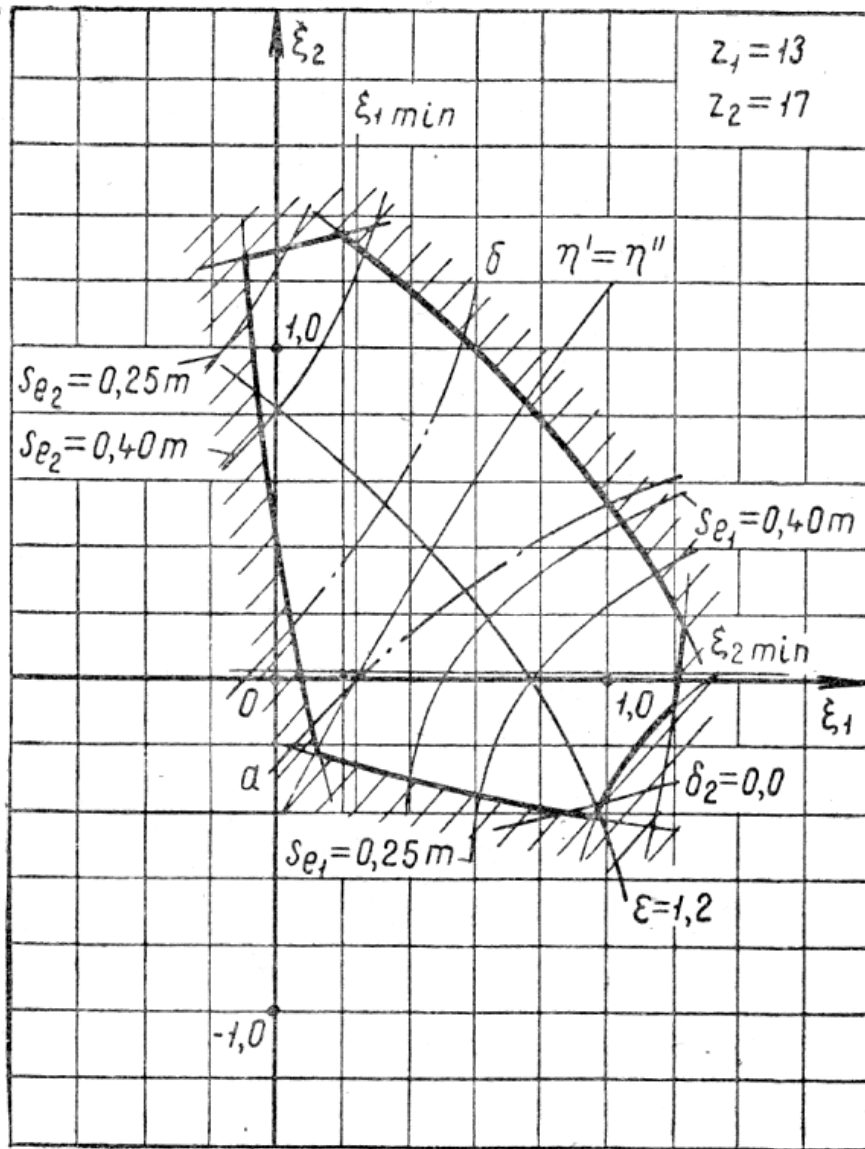


Рисунок А.13

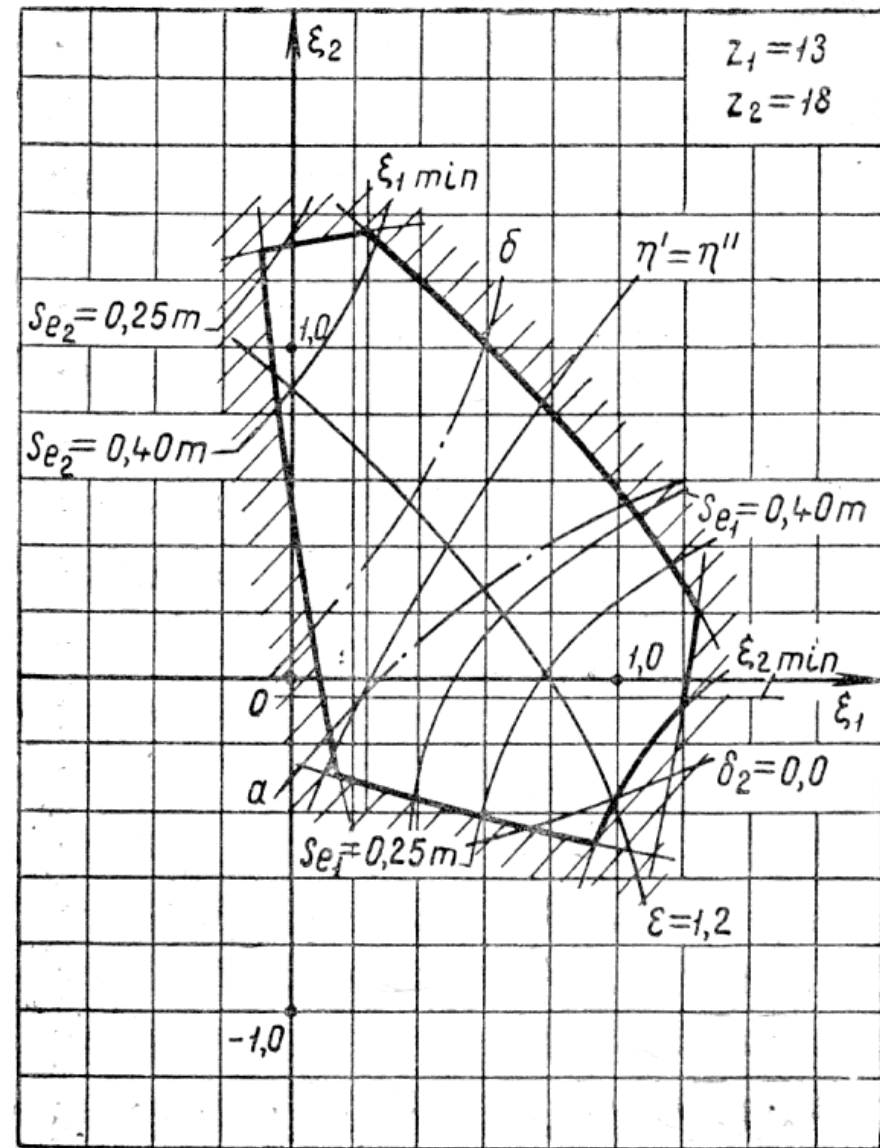


Рисунок А.14

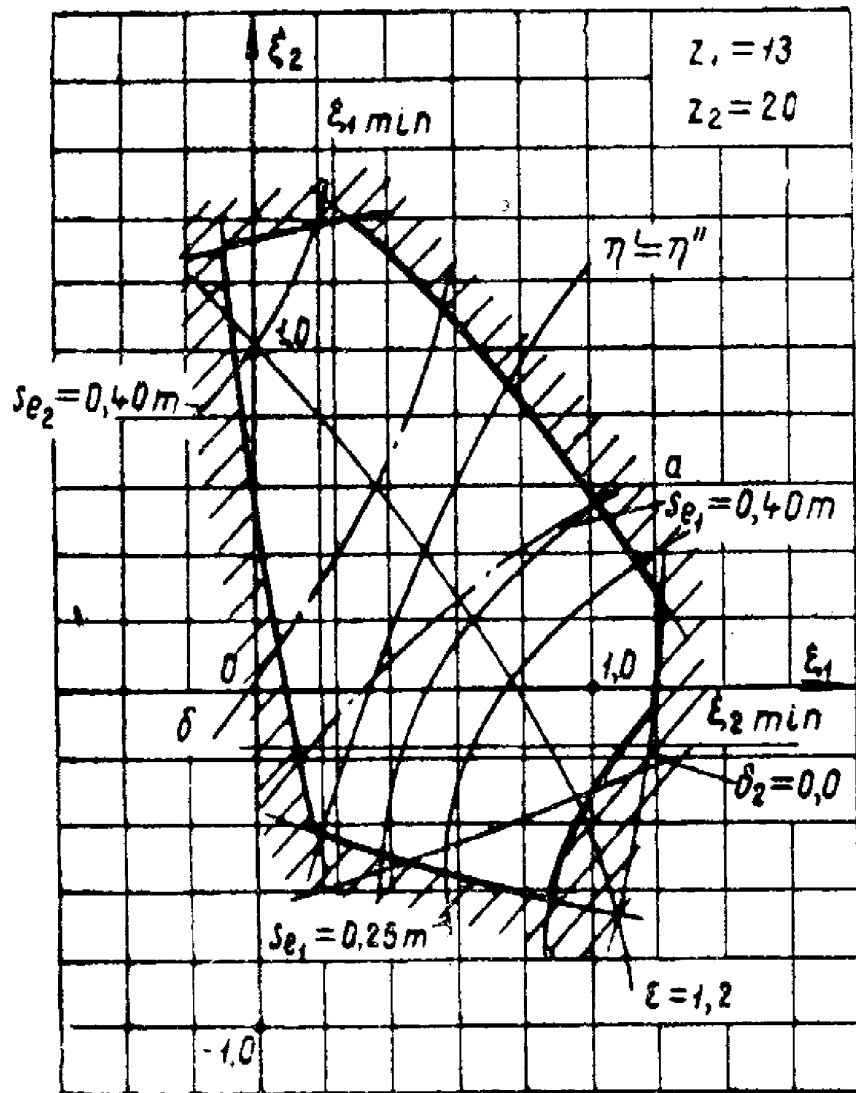


Рисунок А.15

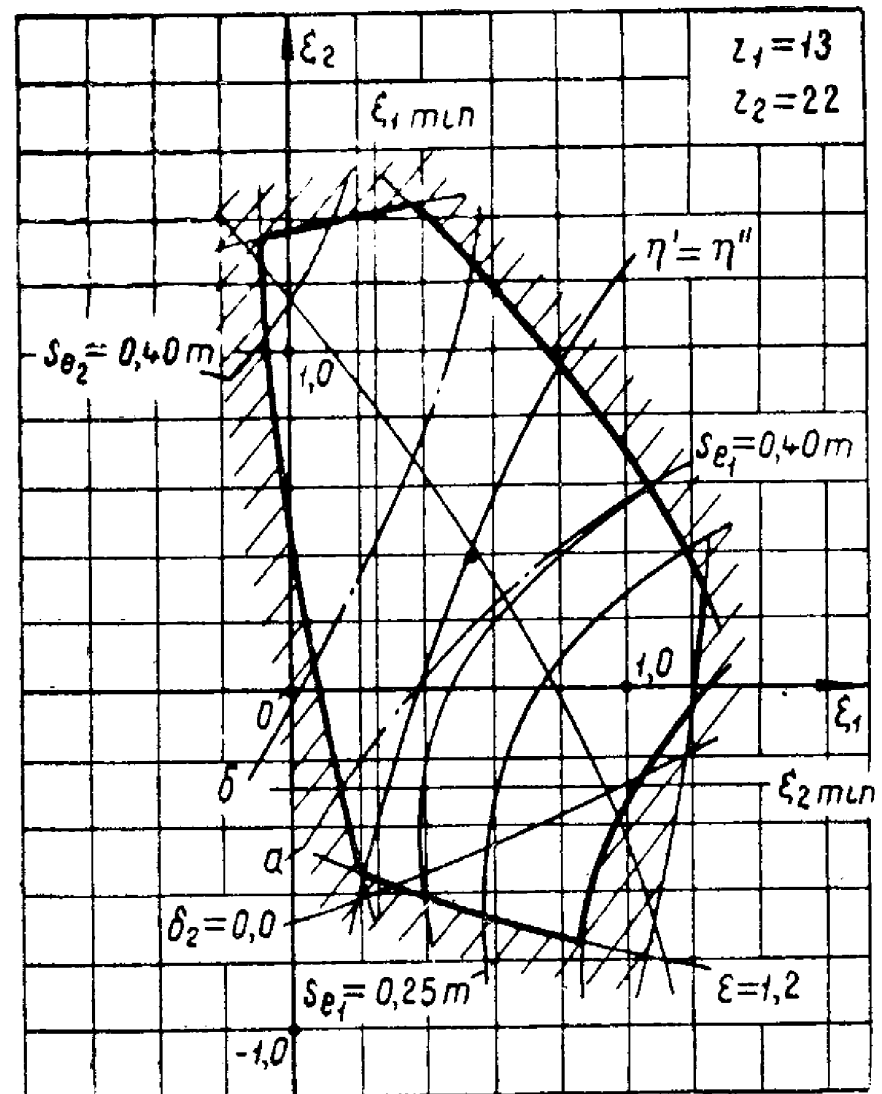


Рисунок А.16

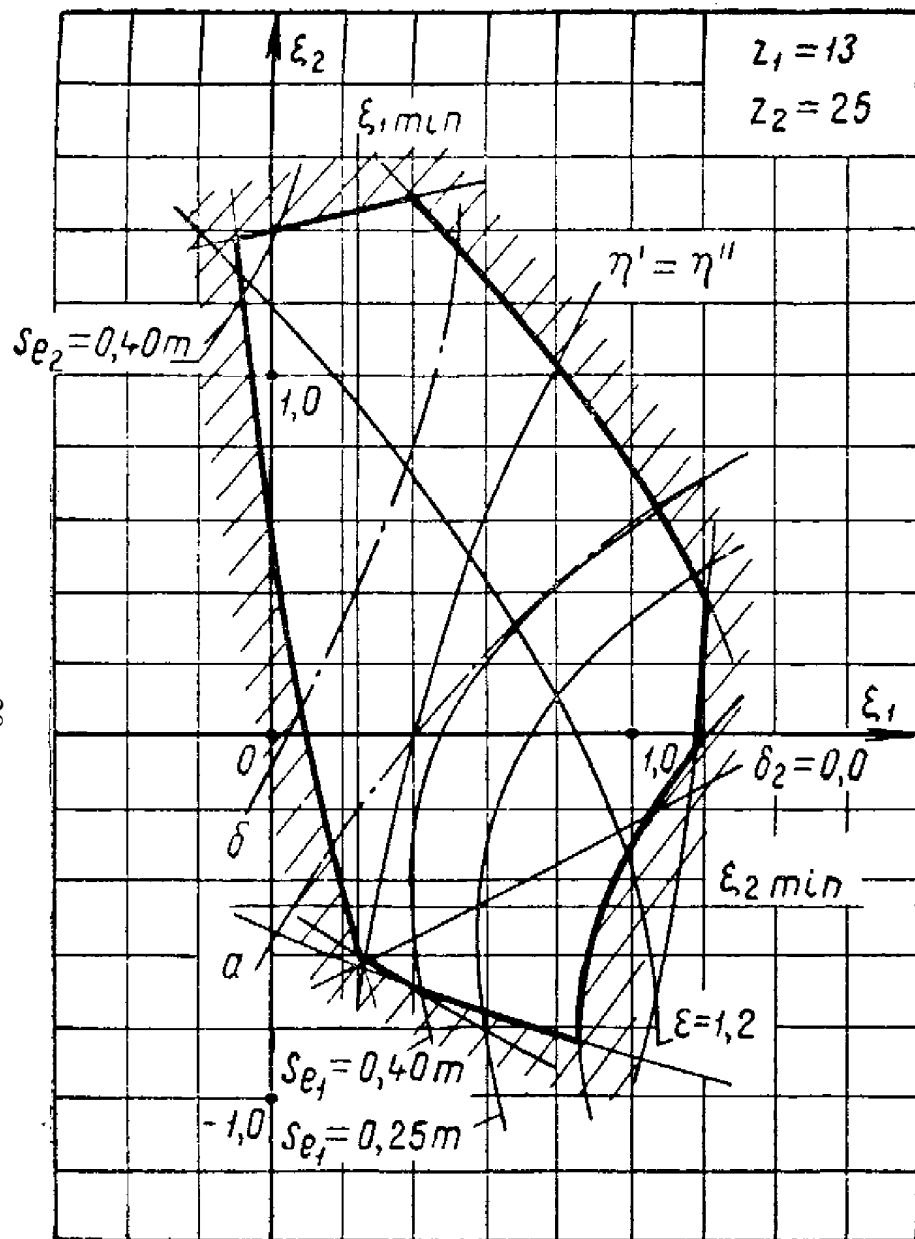


Рисунок А.17

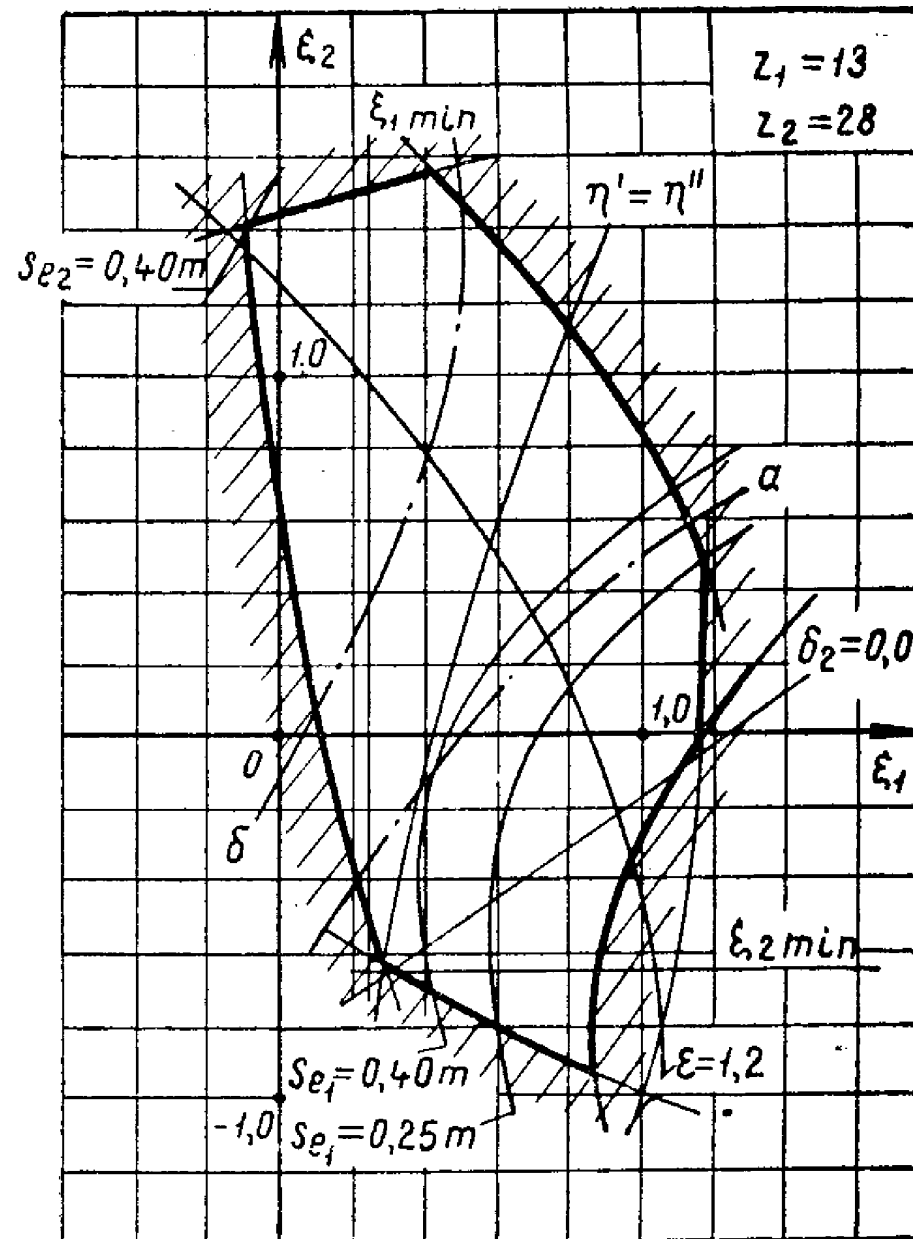


Рисунок А.18

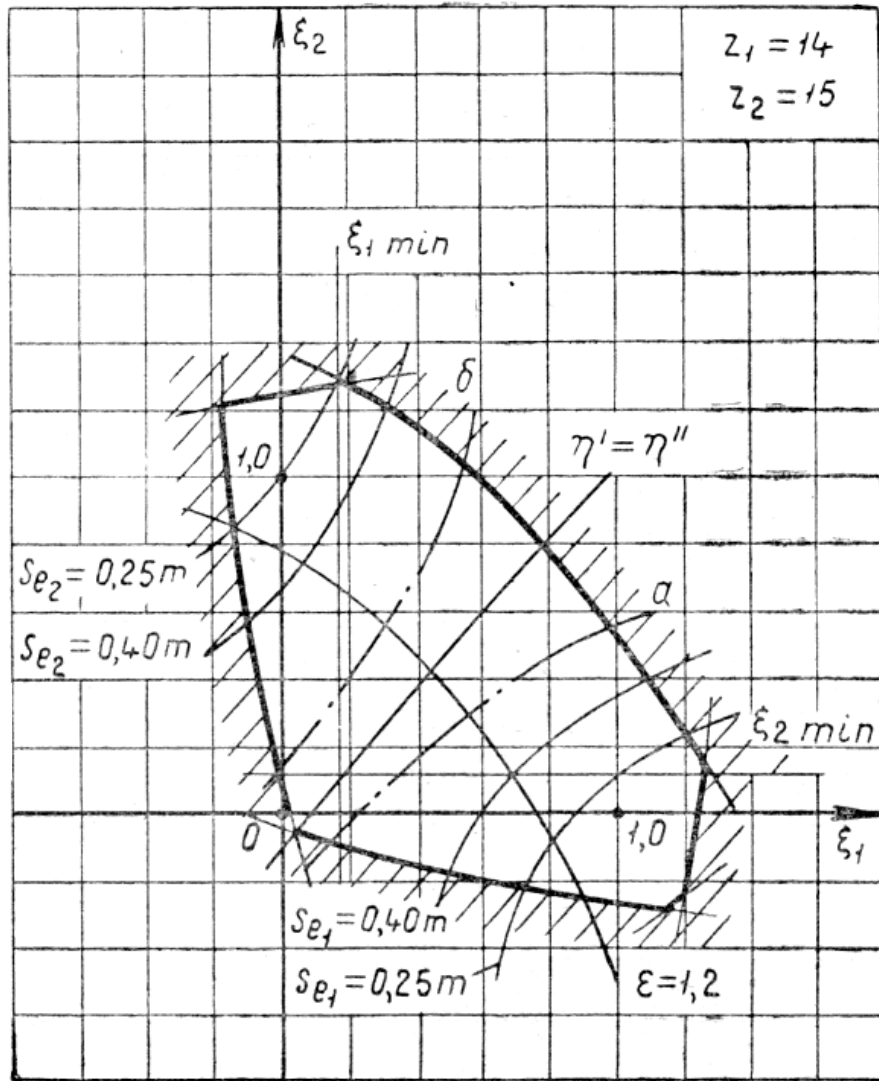


Рисунок А.19

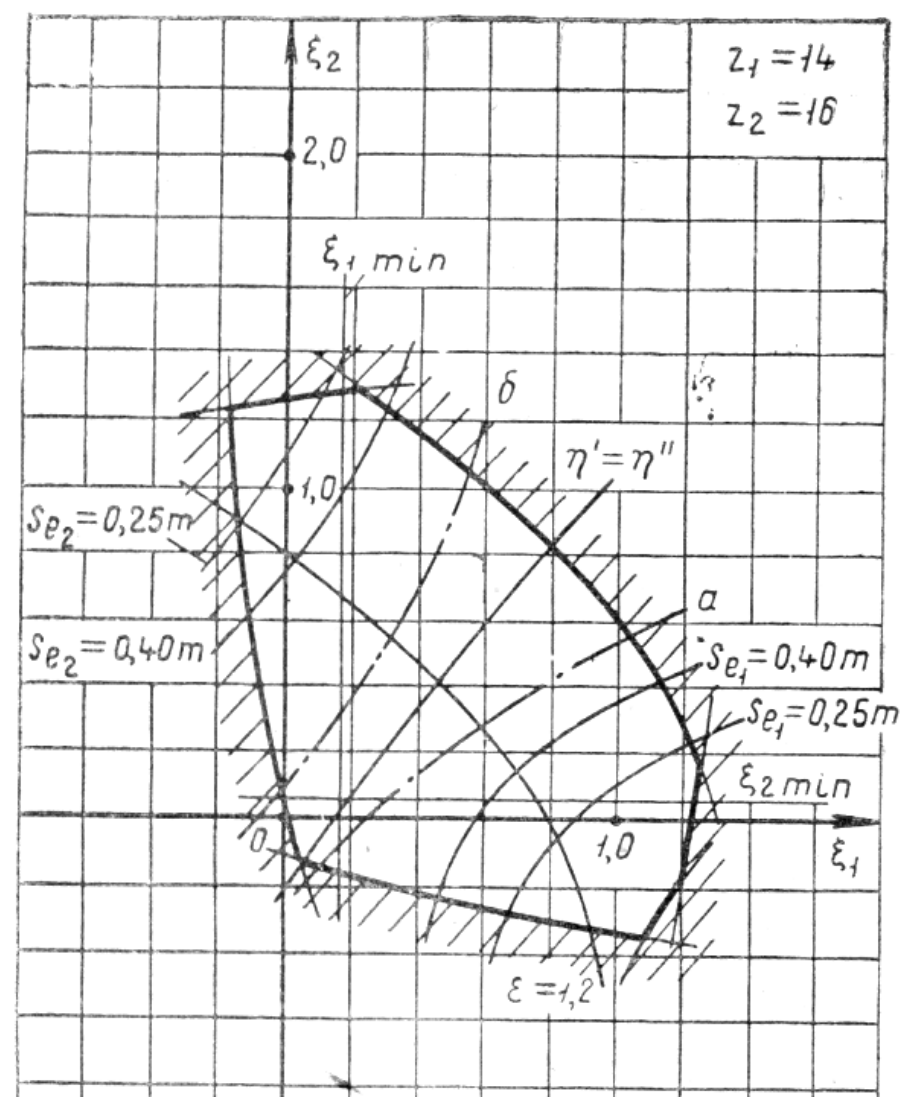


Рисунок А.20

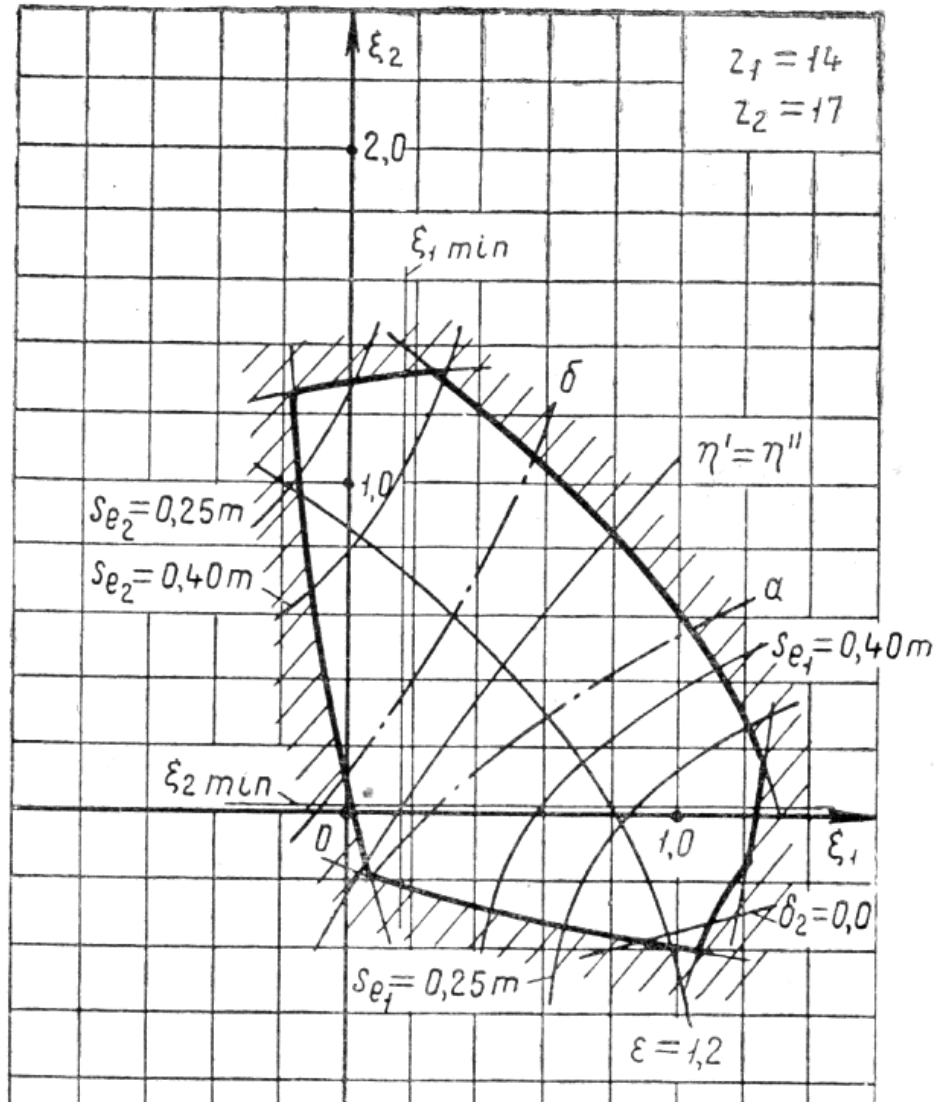


Рисунок А.21

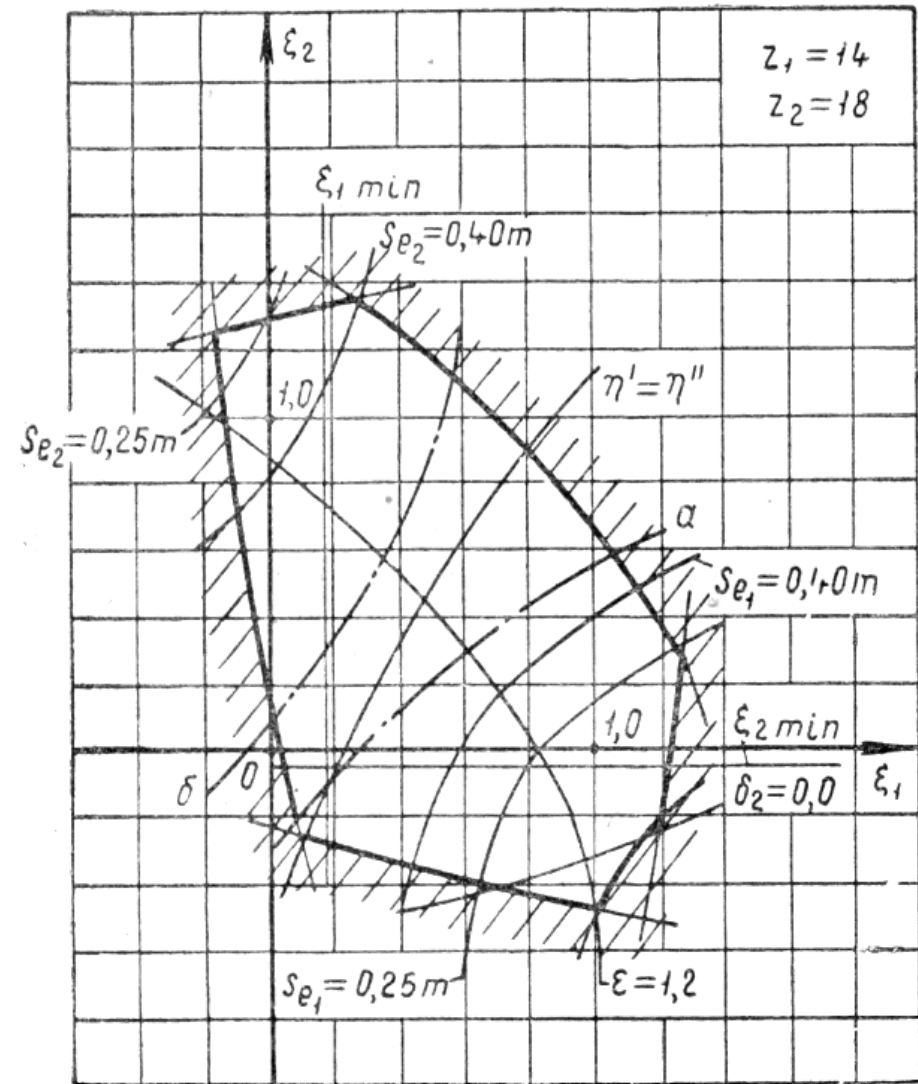


Рисунок А.22

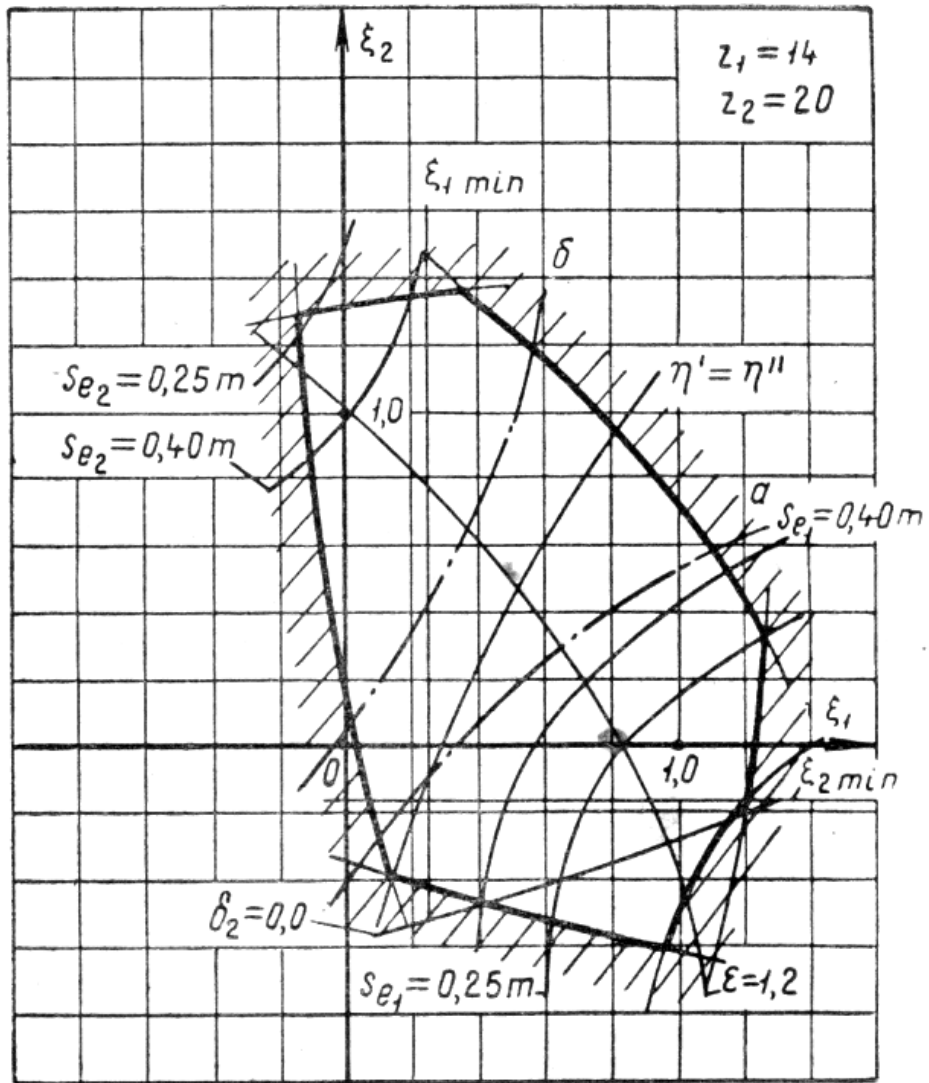


Рисунок А.23

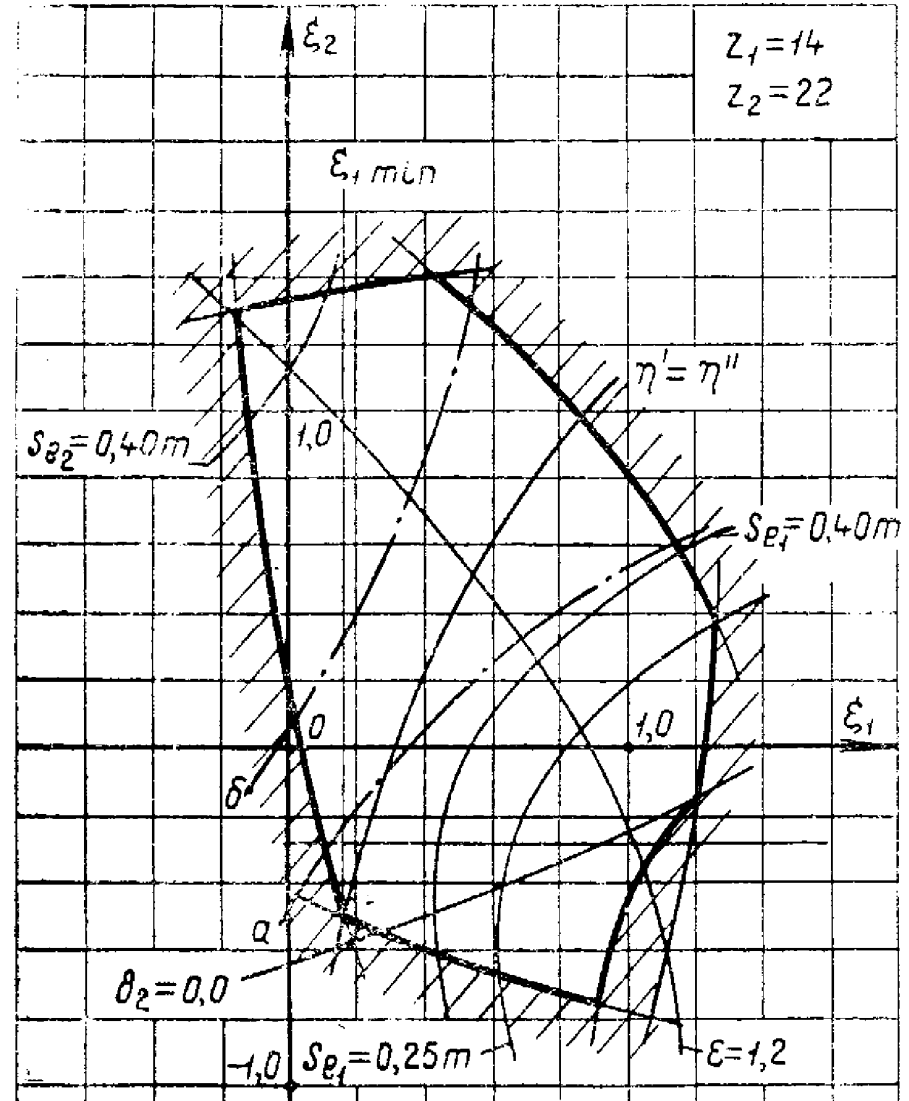


Рисунок А.24



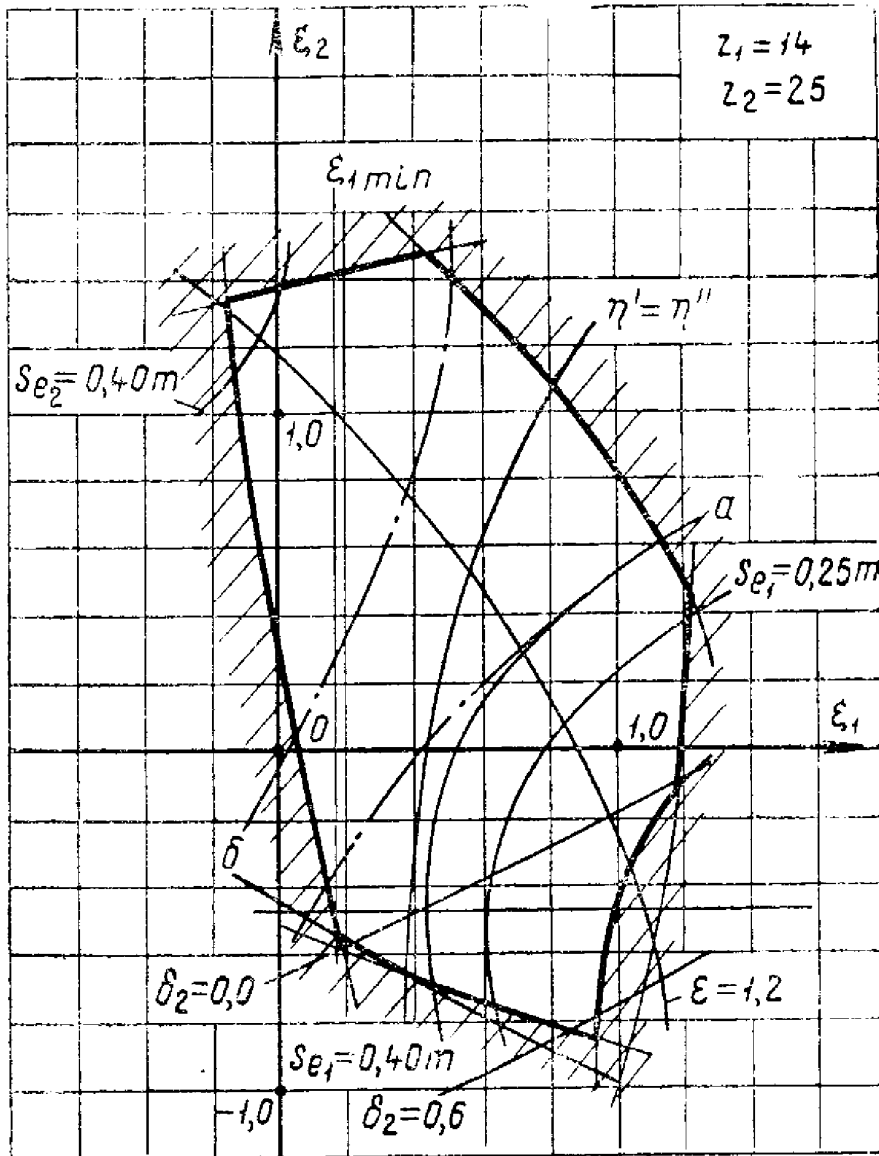


Рисунок А.25

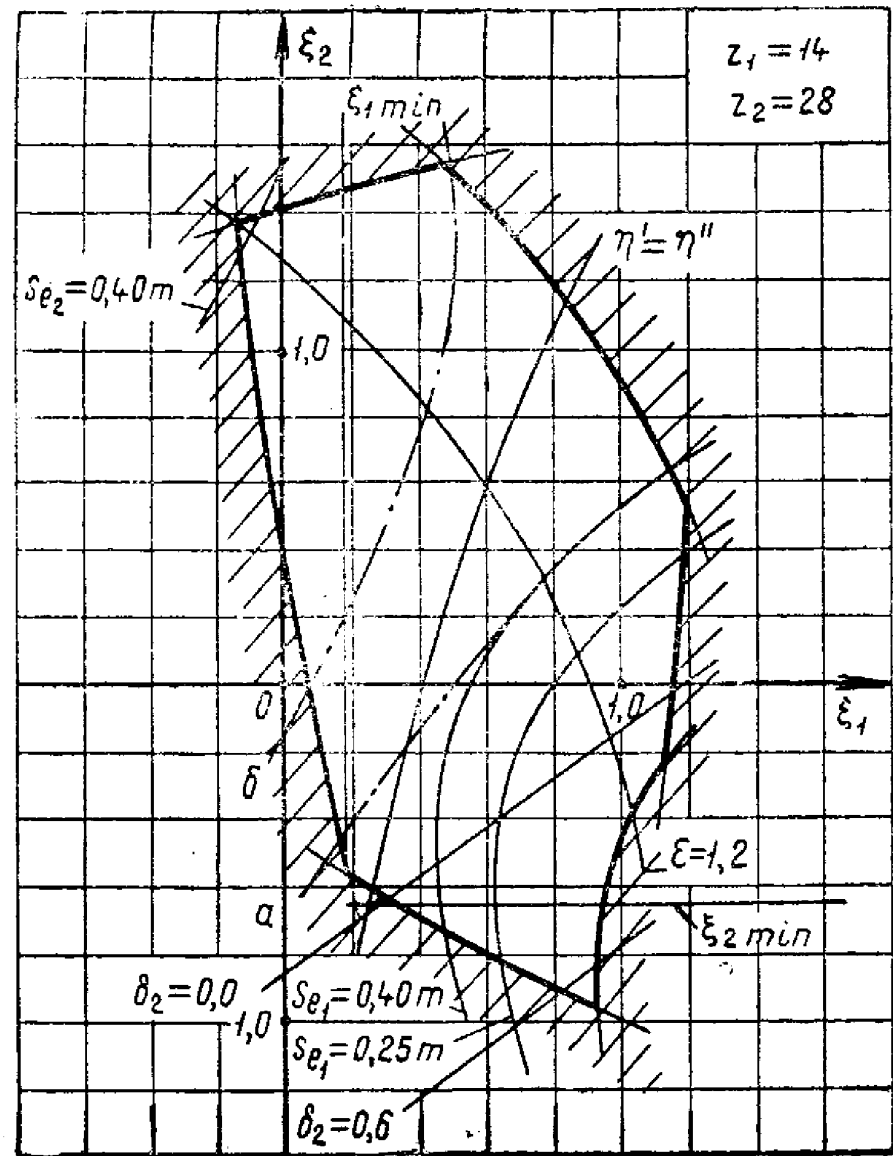


Рисунок А.26

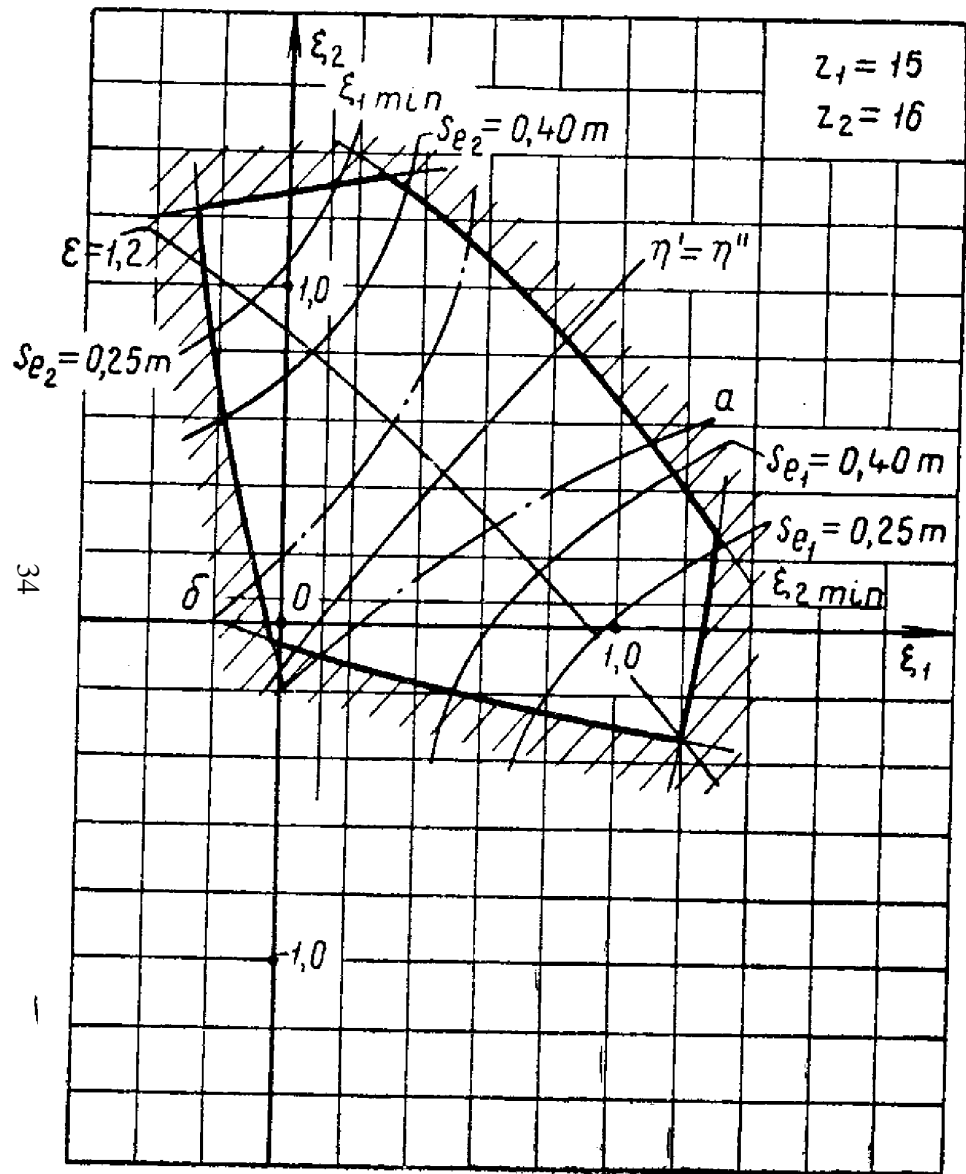


Рисунок А.27

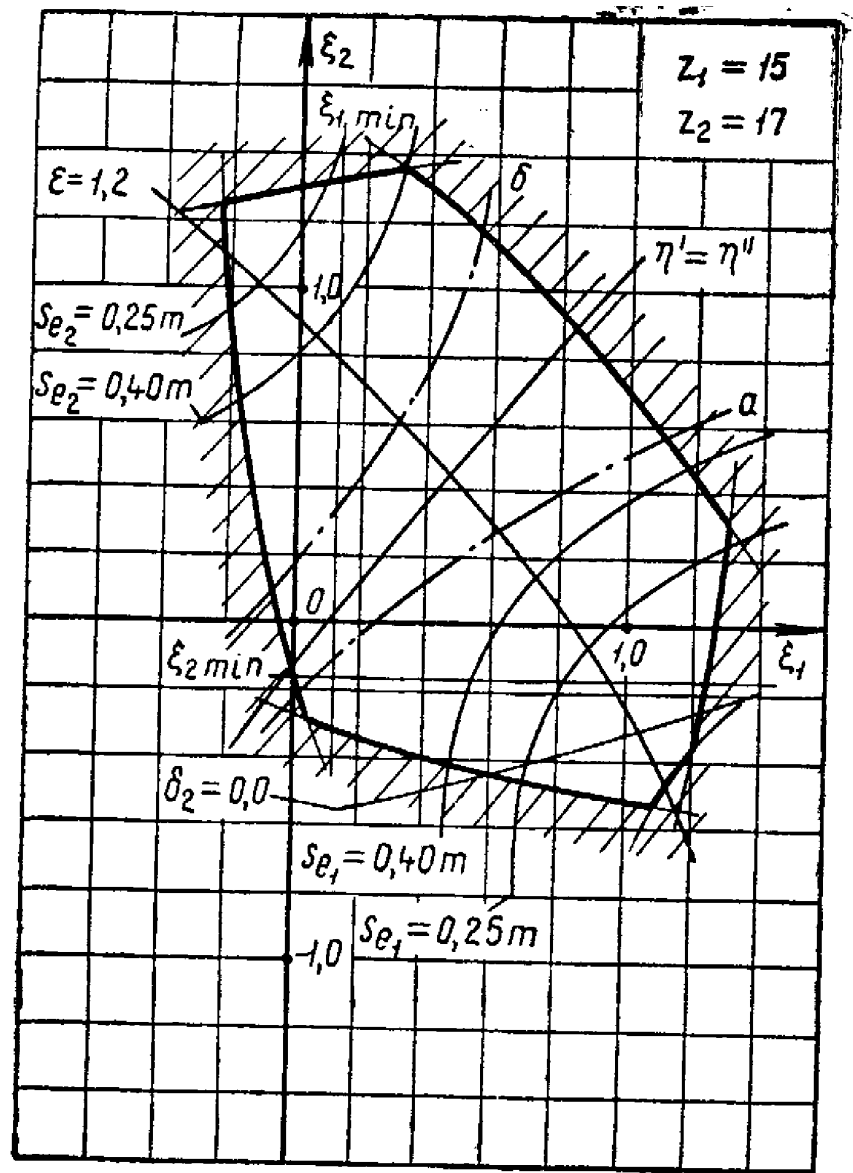


Рисунок А.28

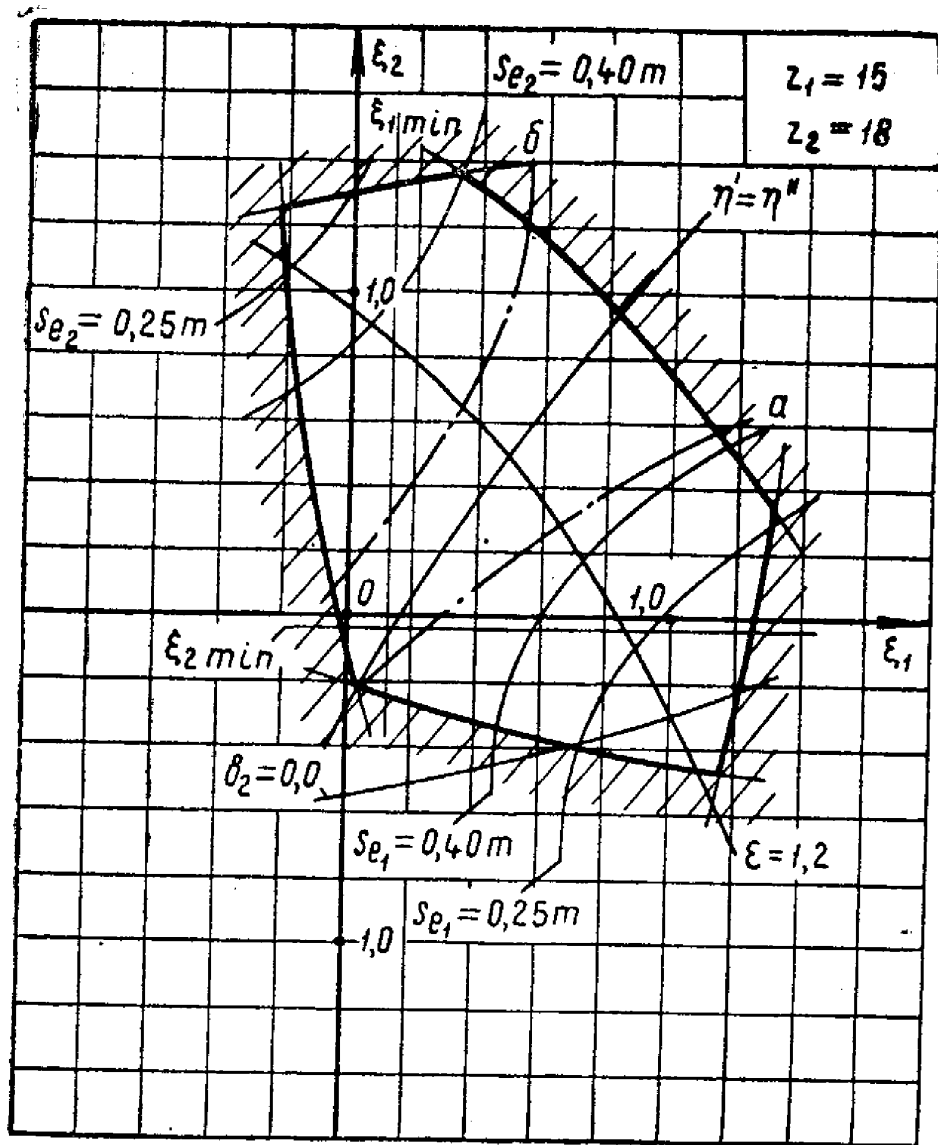


Рисунок А.29

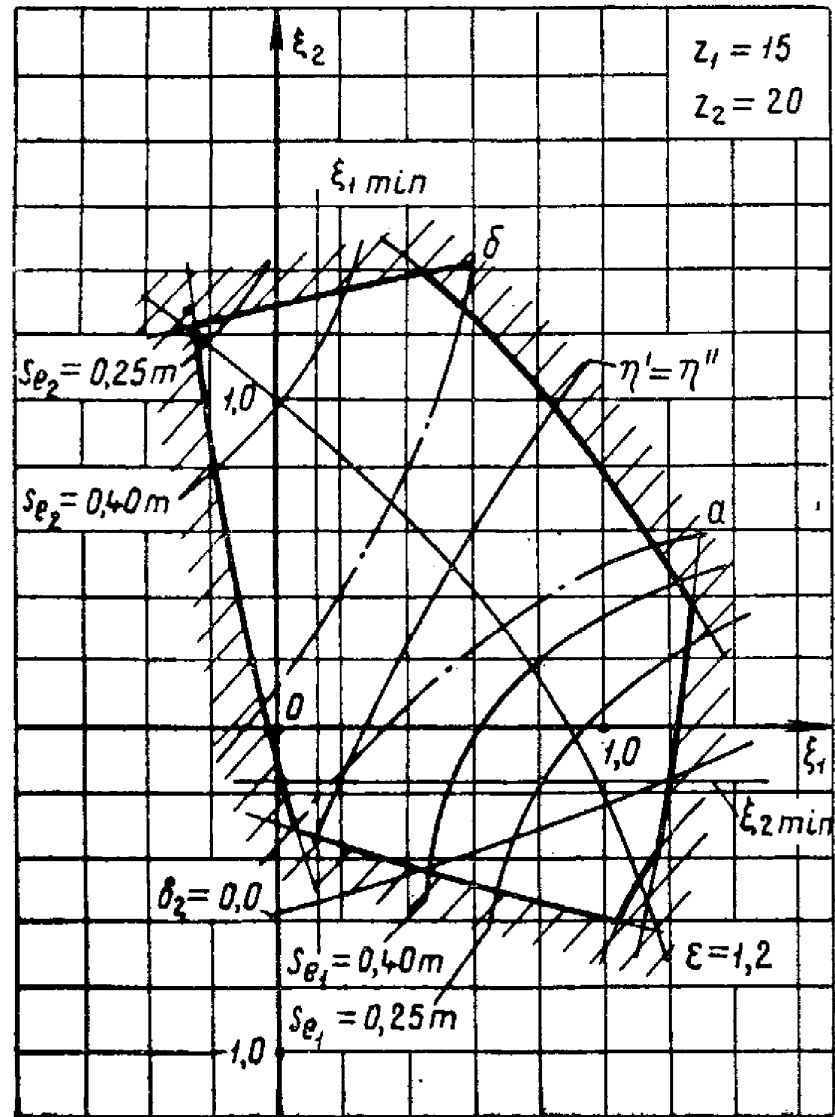


Рисунок А.30

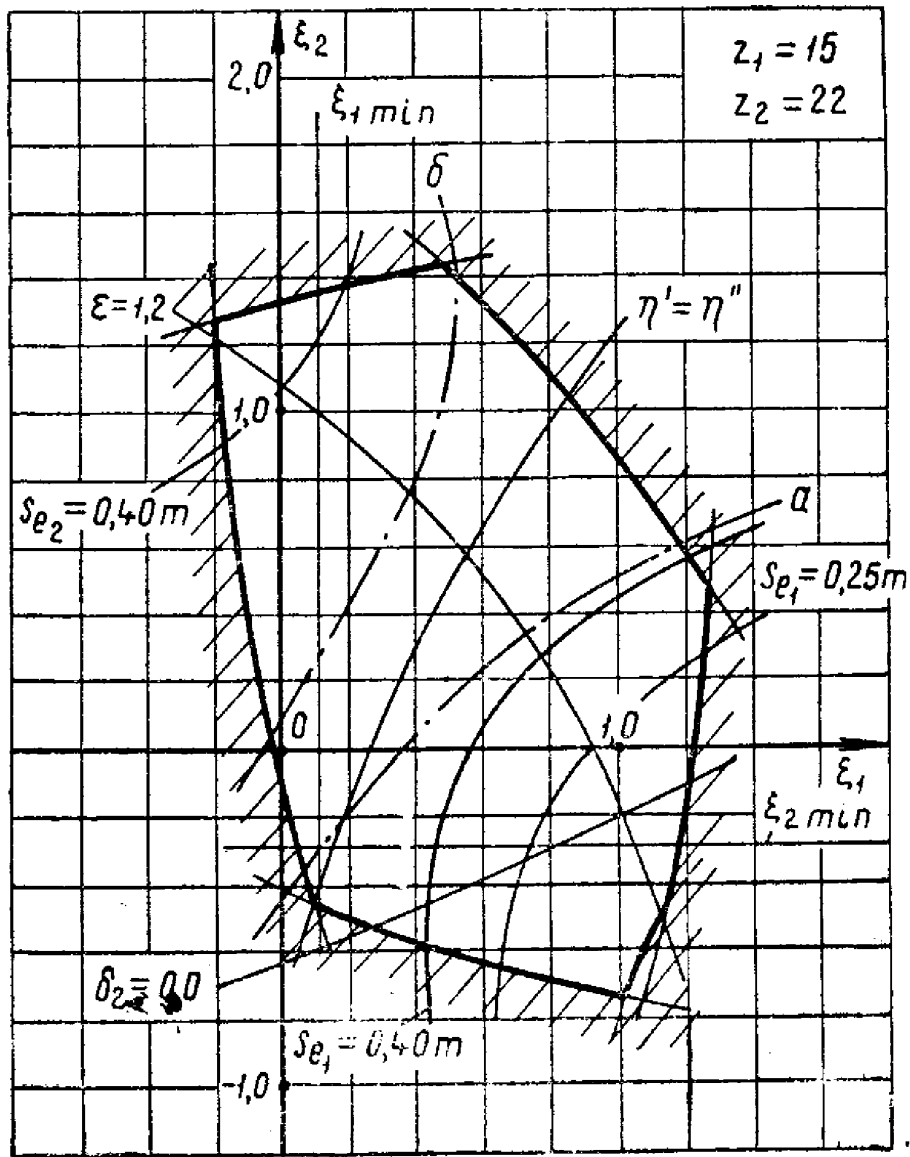


Рисунок А.31

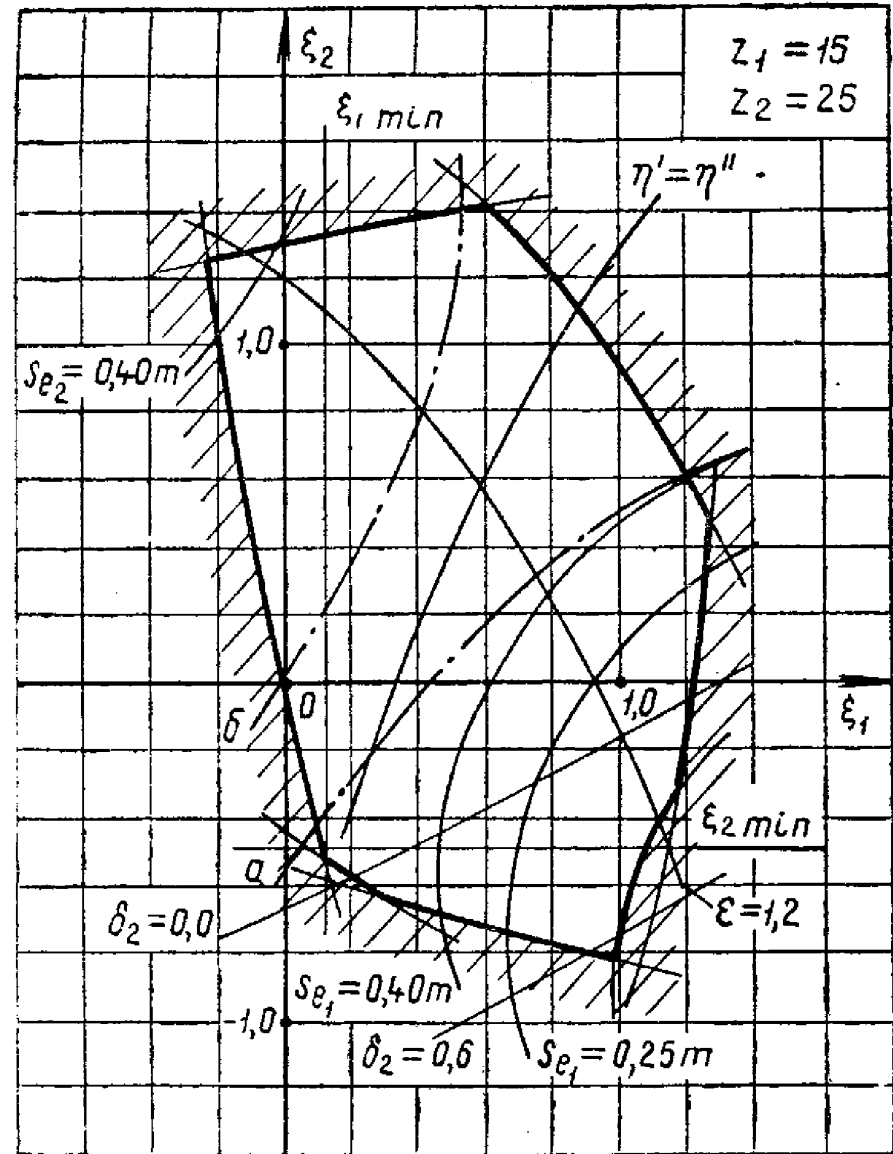


Рисунок А.32

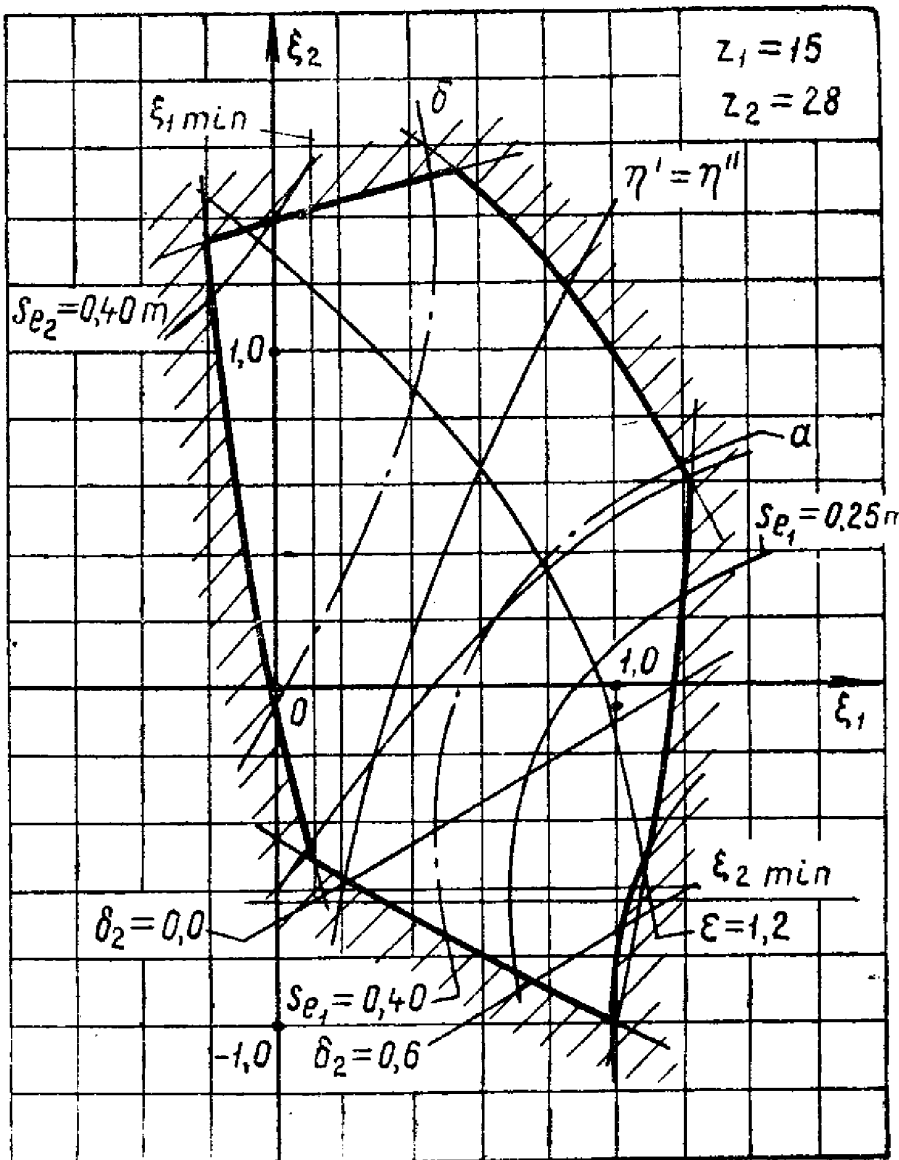


Рисунок А.33

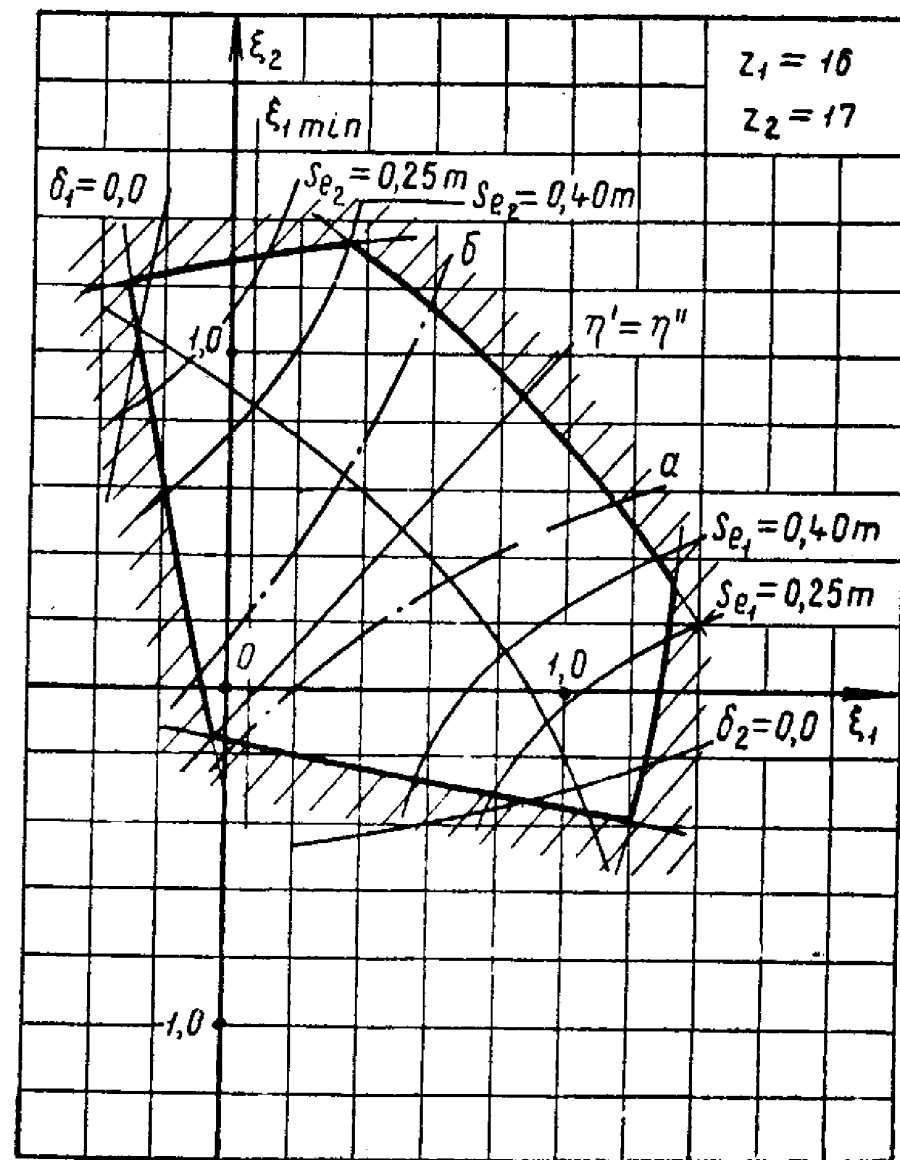


Рисунок А.34

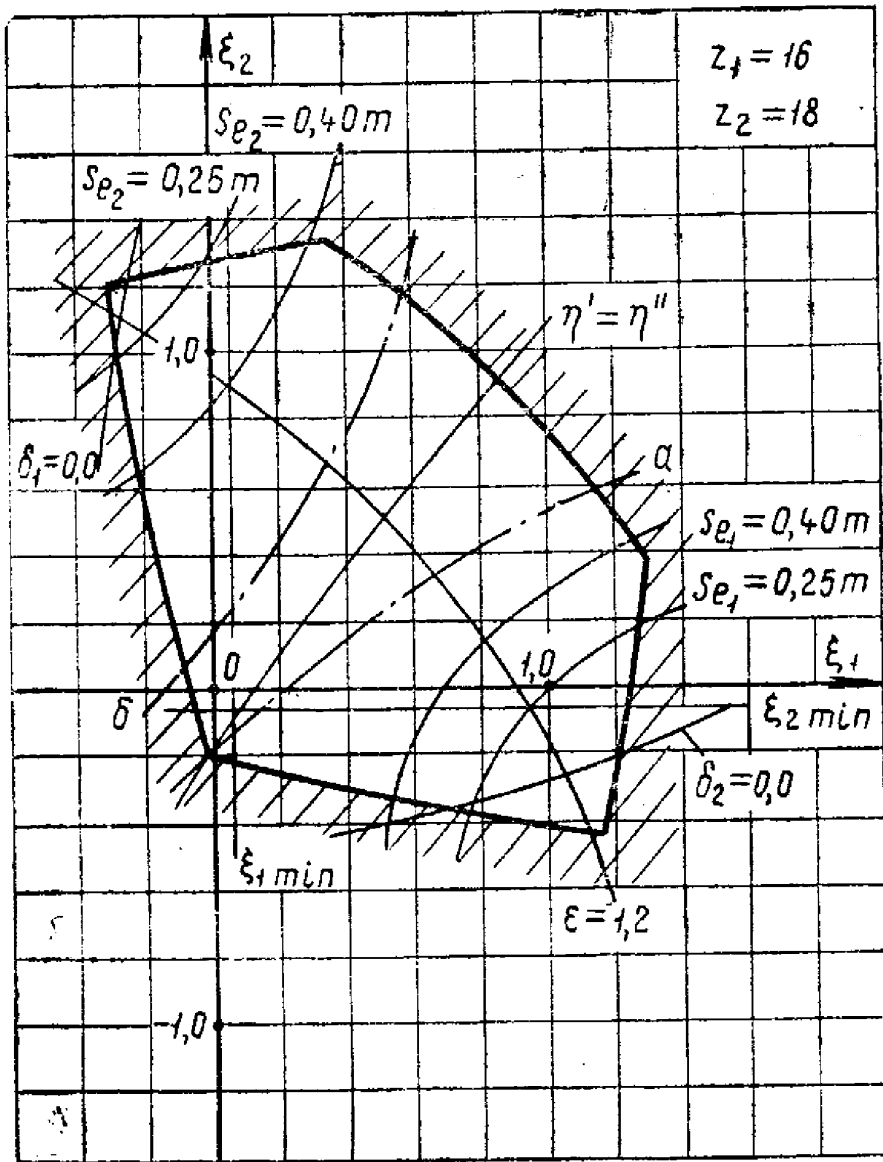


Рисунок А.35

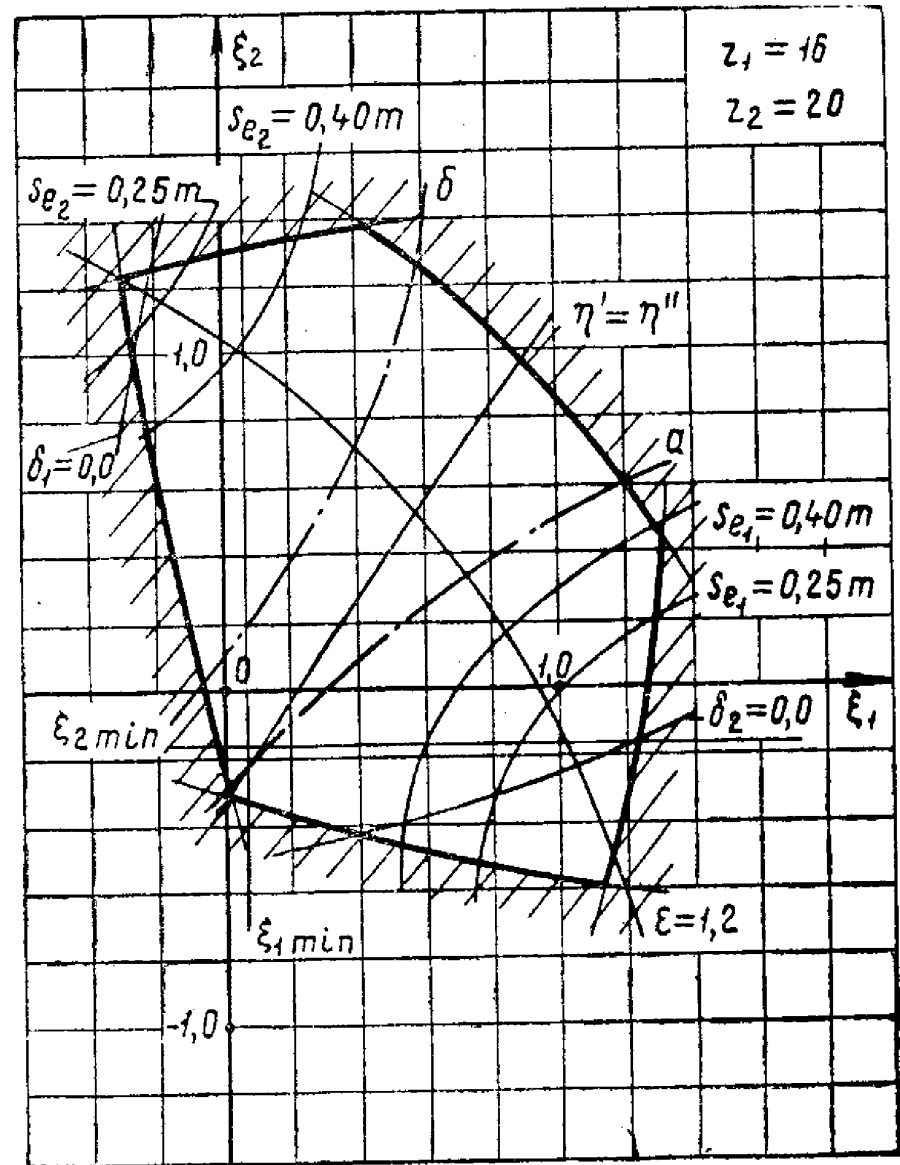


Рисунок А.36

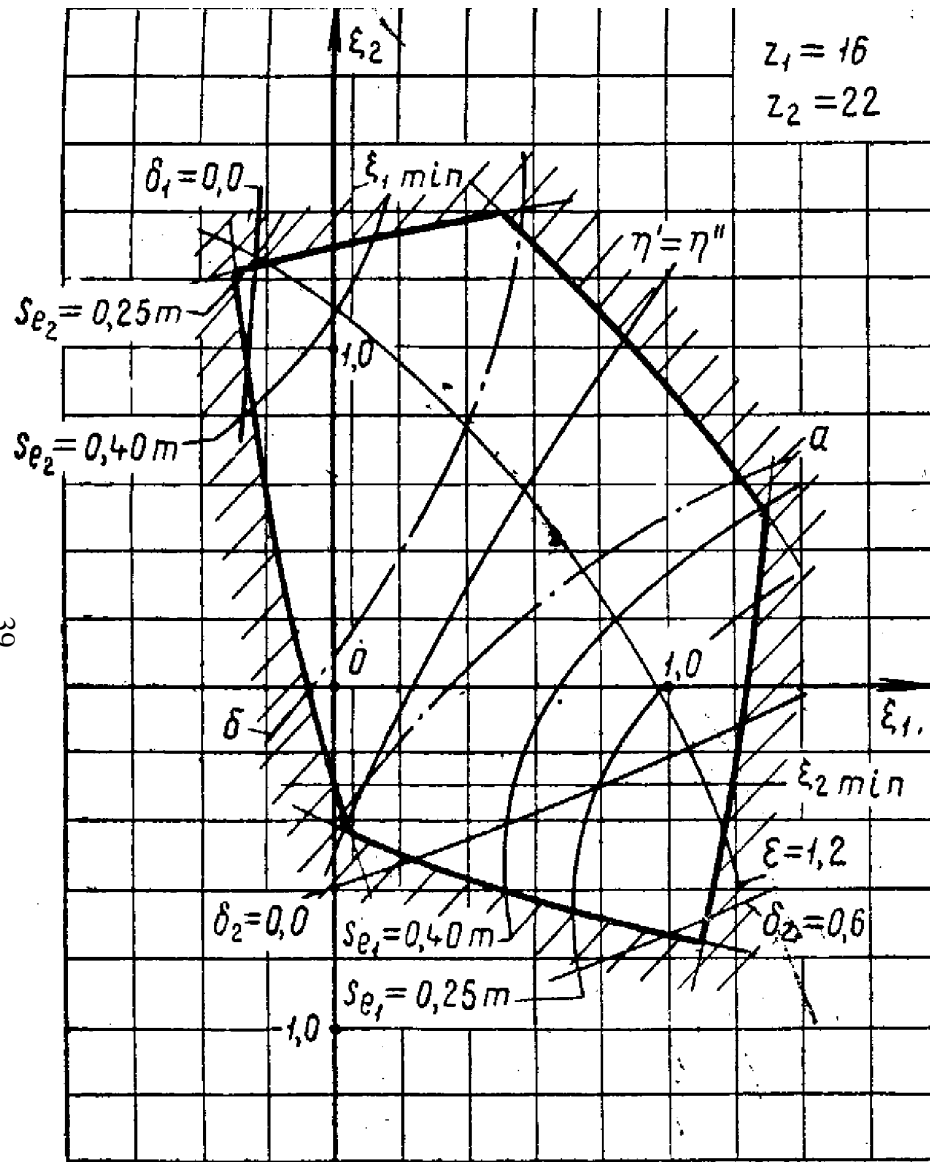


Рисунок А.37

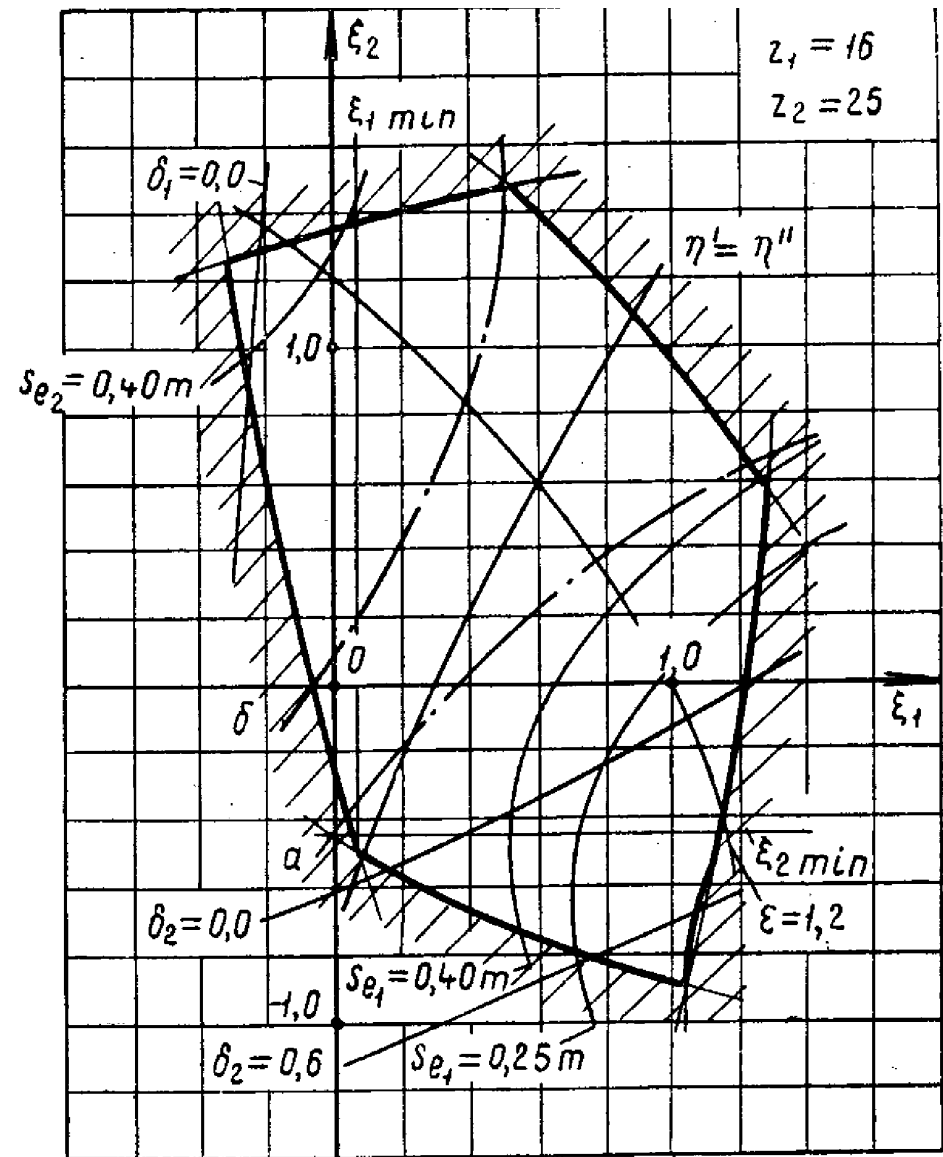


Рисунок А.38

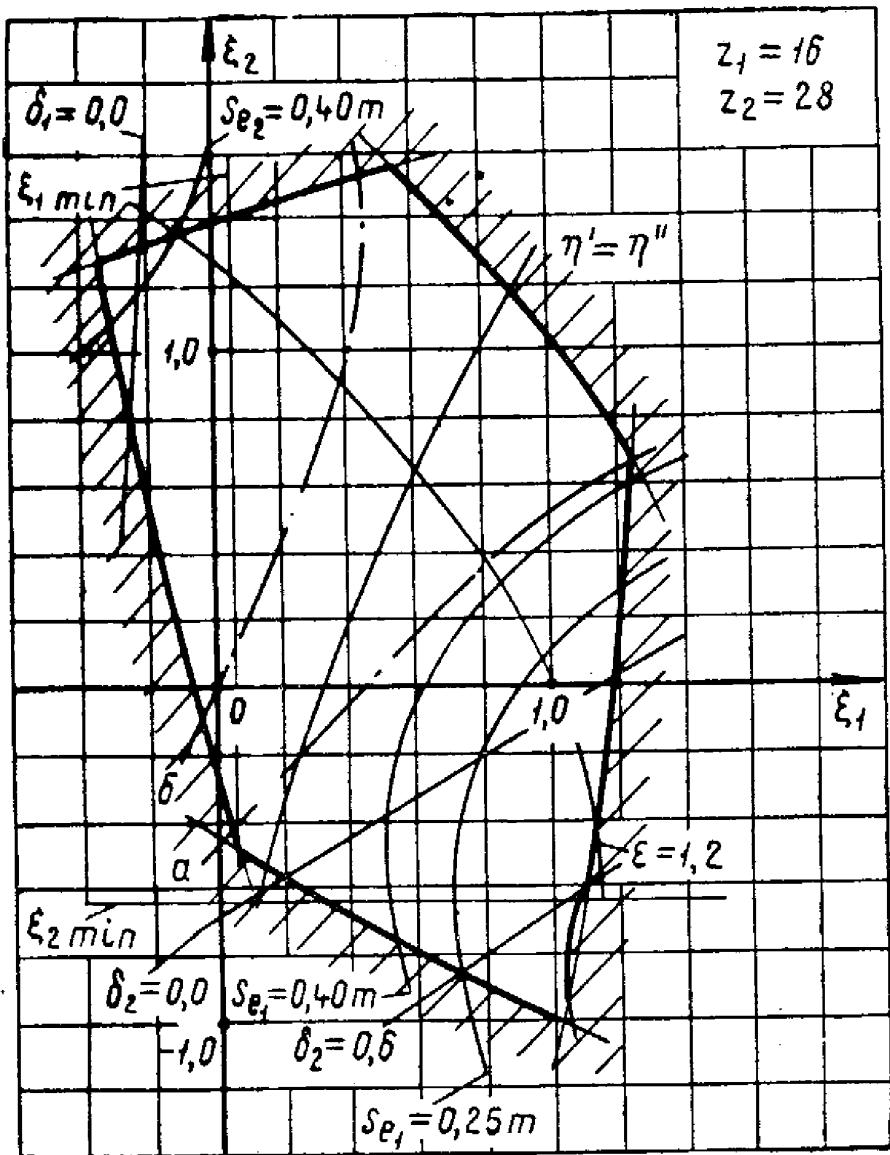


Рисунок А.39

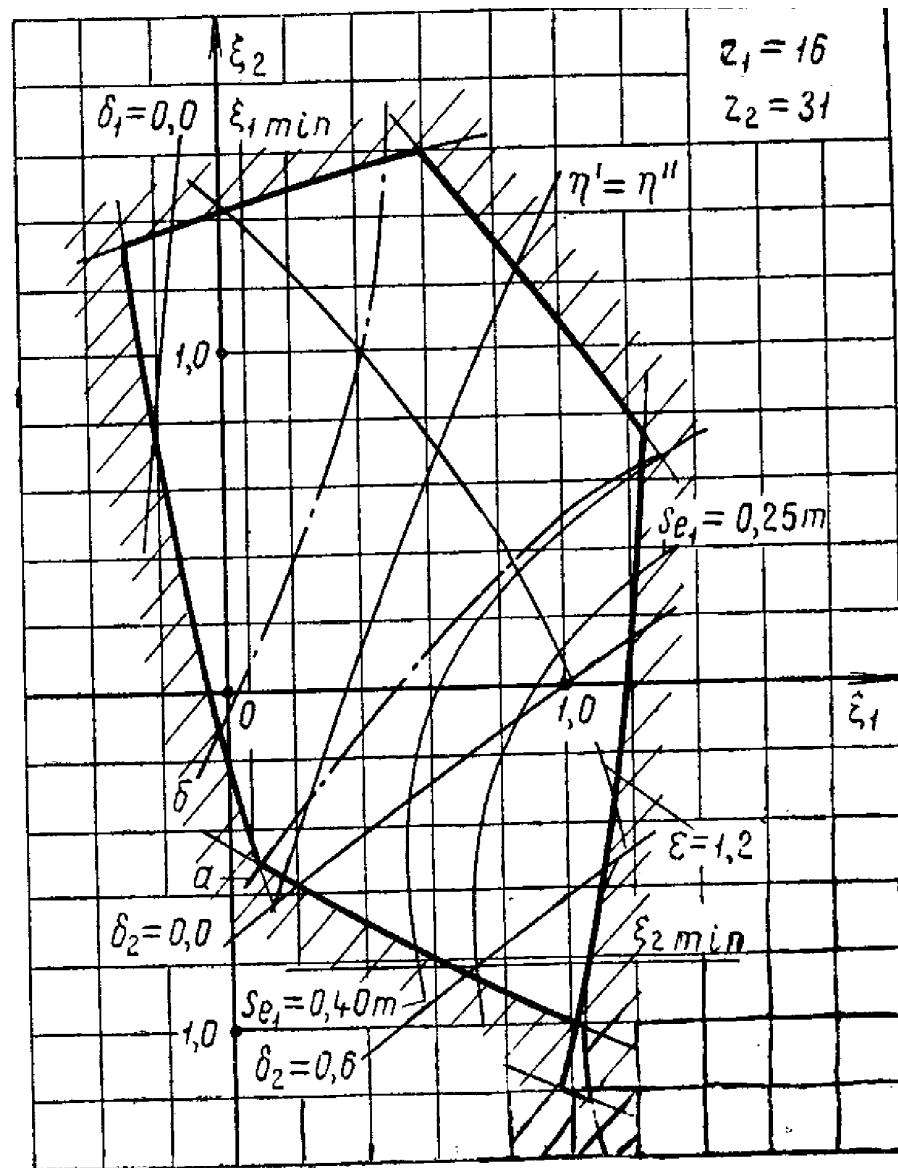


Рисунок А.40



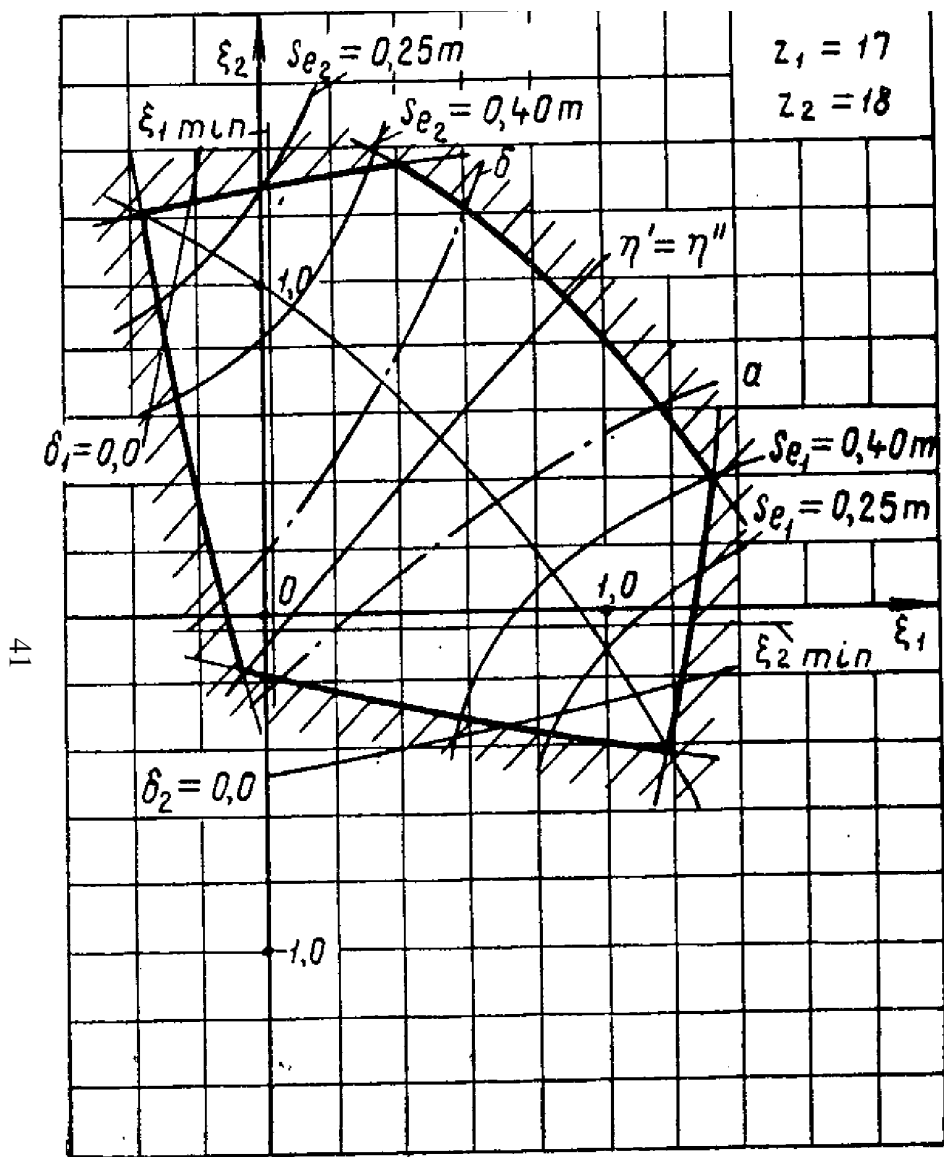


Рисунок А.41

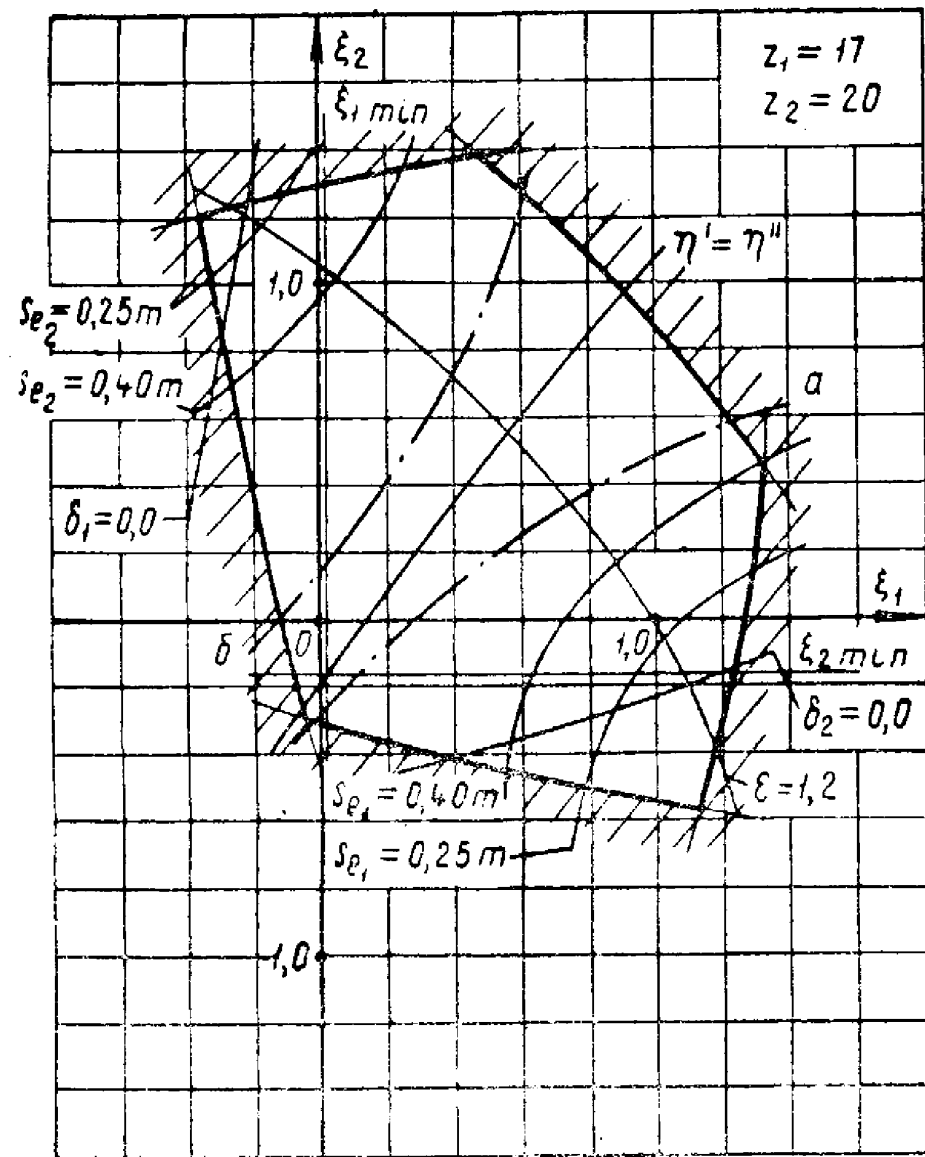


Рисунок А.42

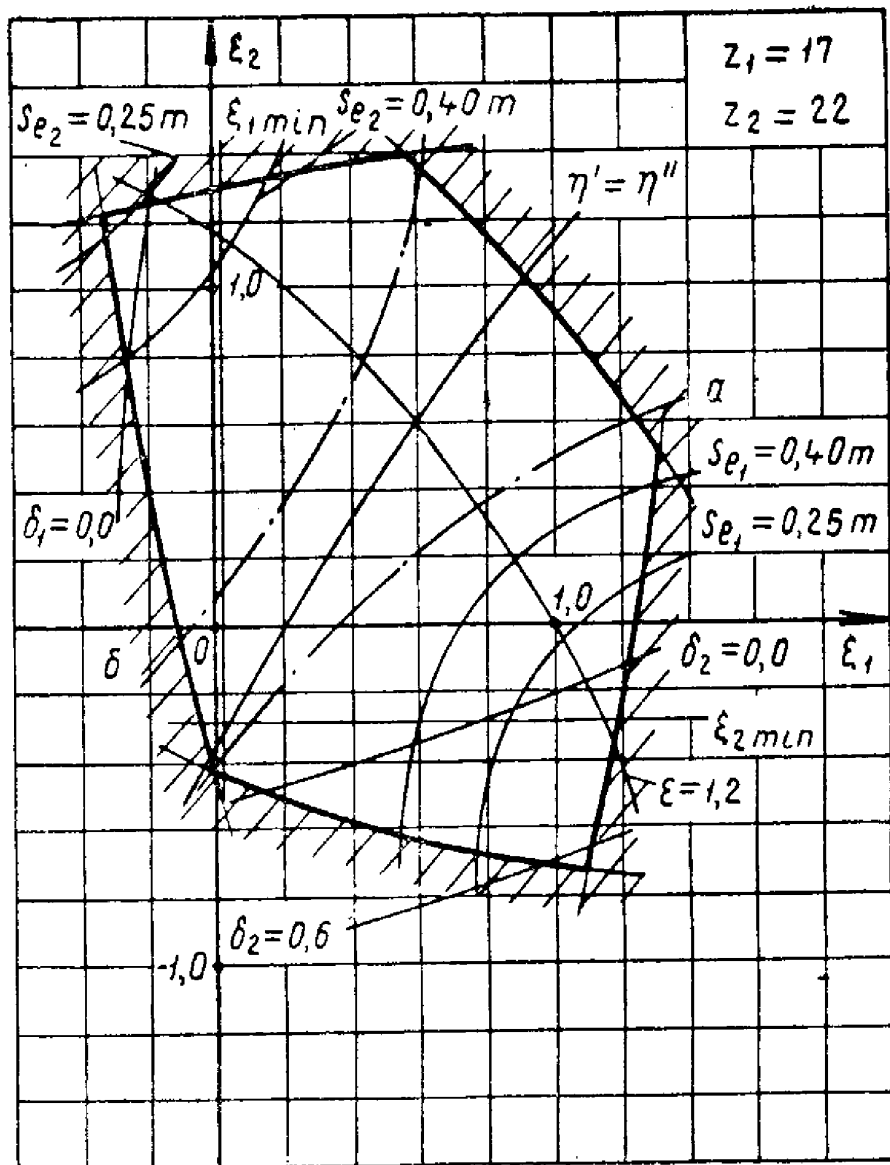


Рисунок А.43

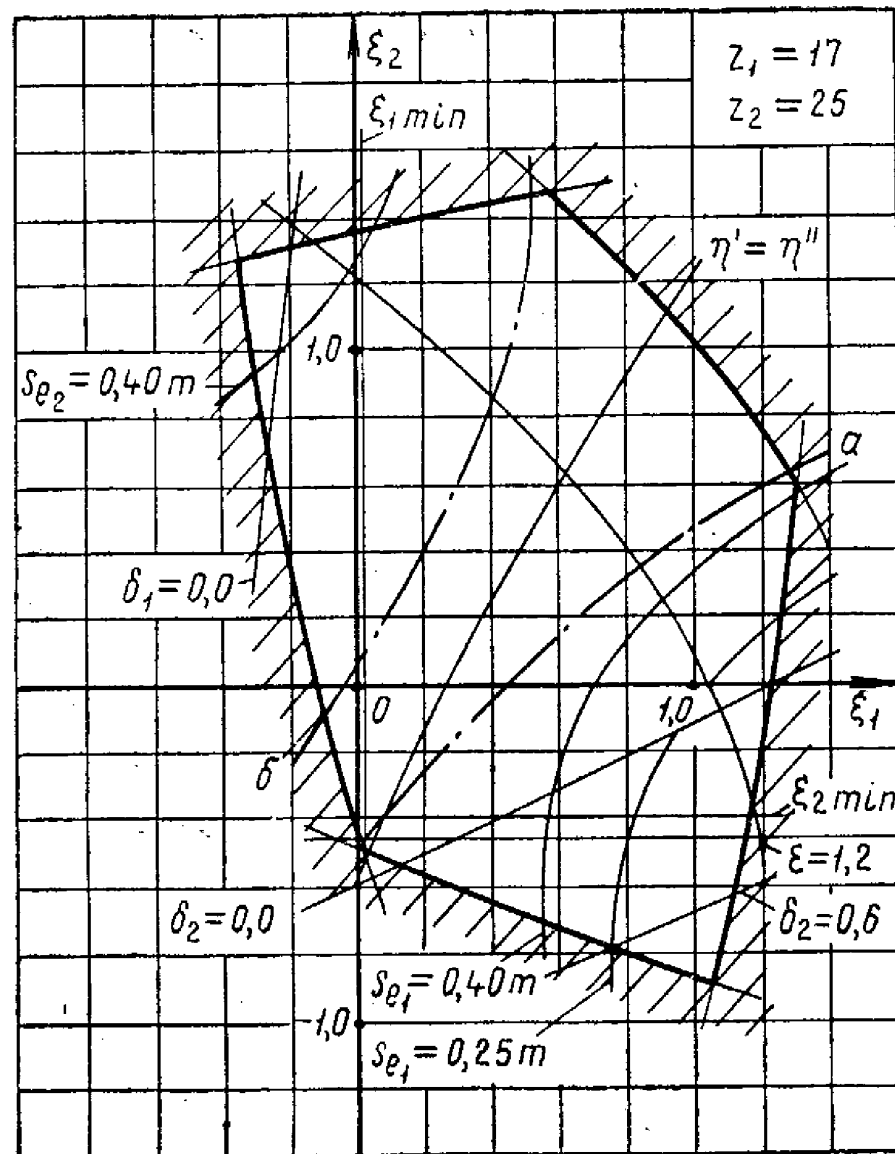


Рисунок А.44

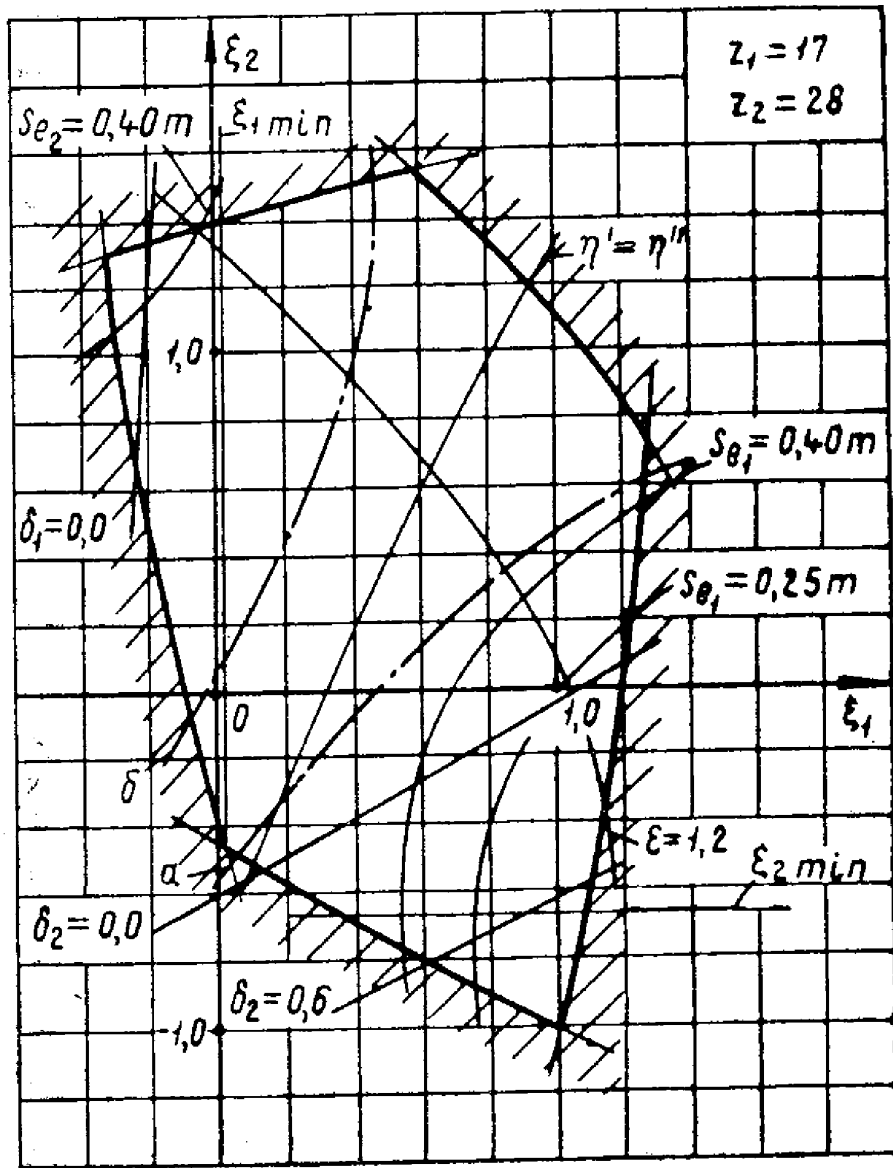


Рисунок А.45

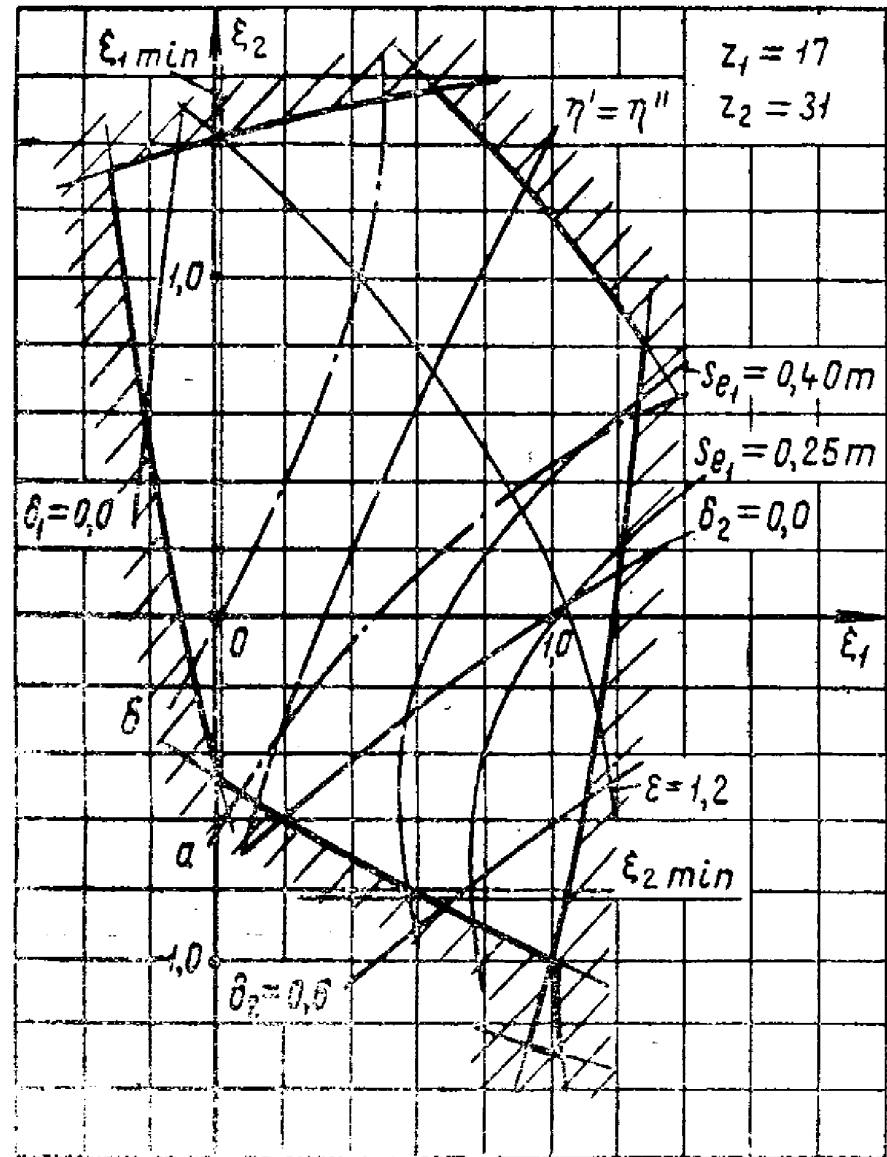


Рисунок А.46

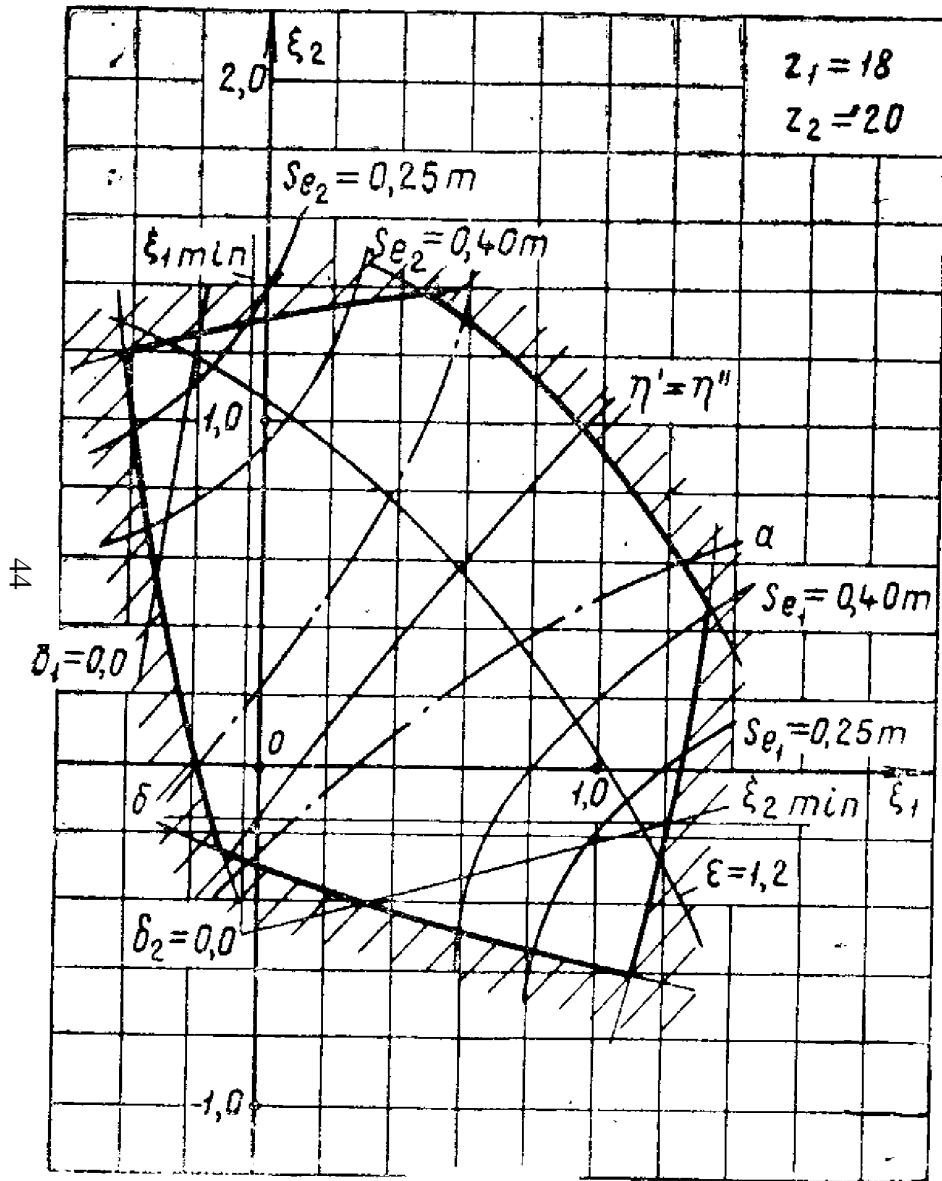


Рисунок А.47

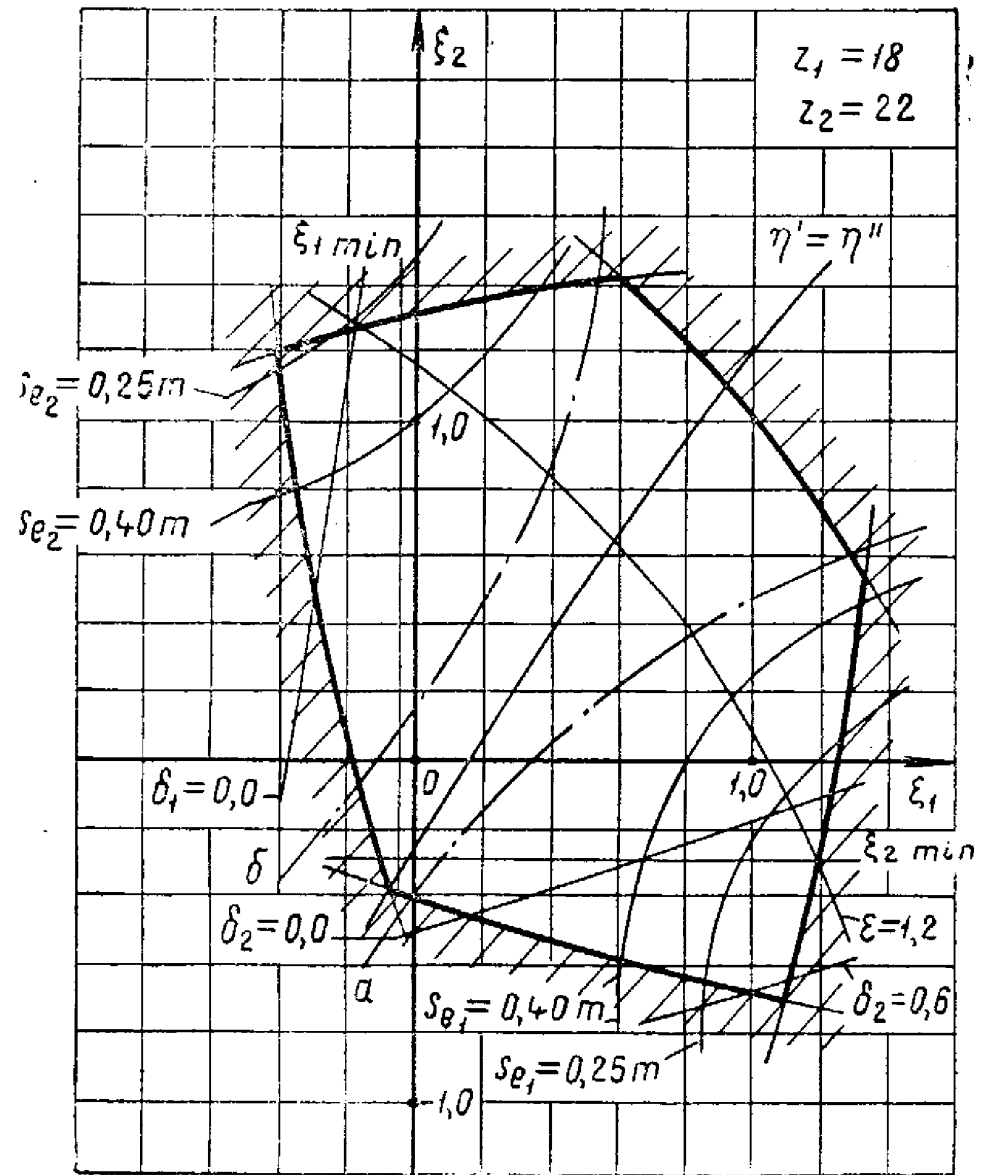


Рисунок А.48

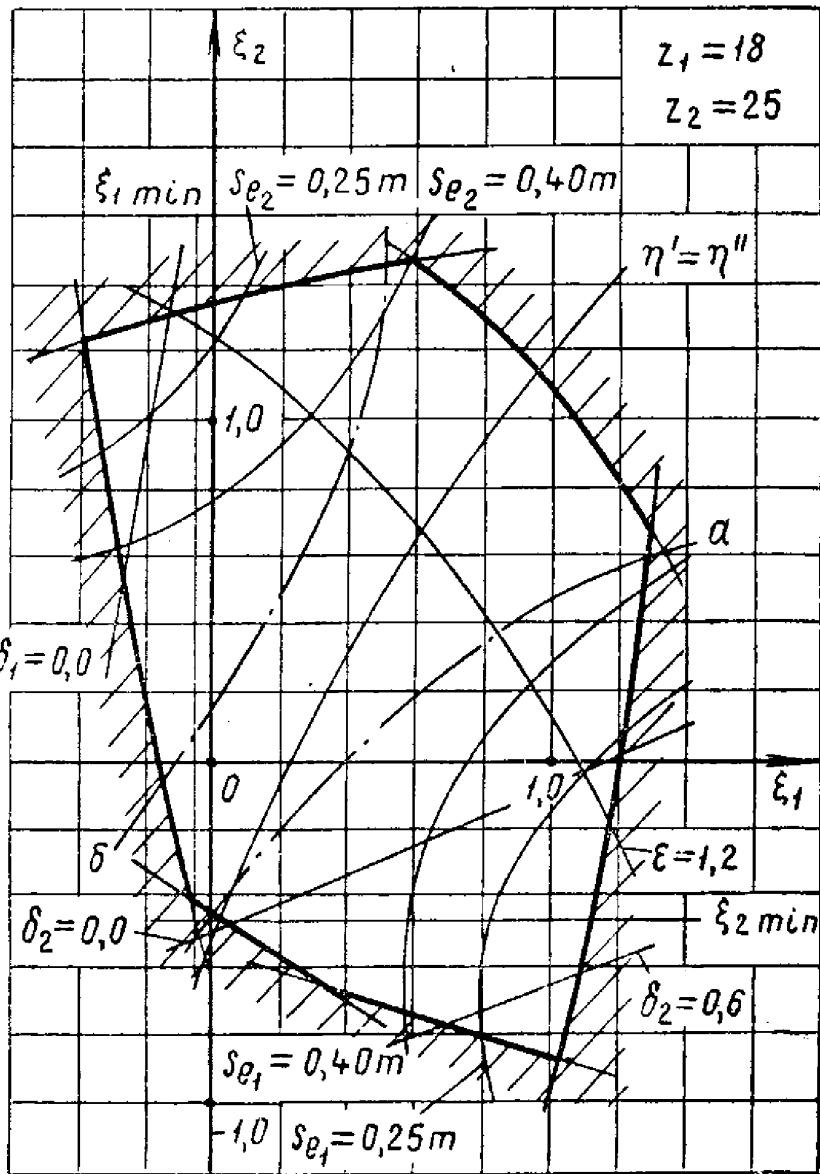


Рисунок А.49

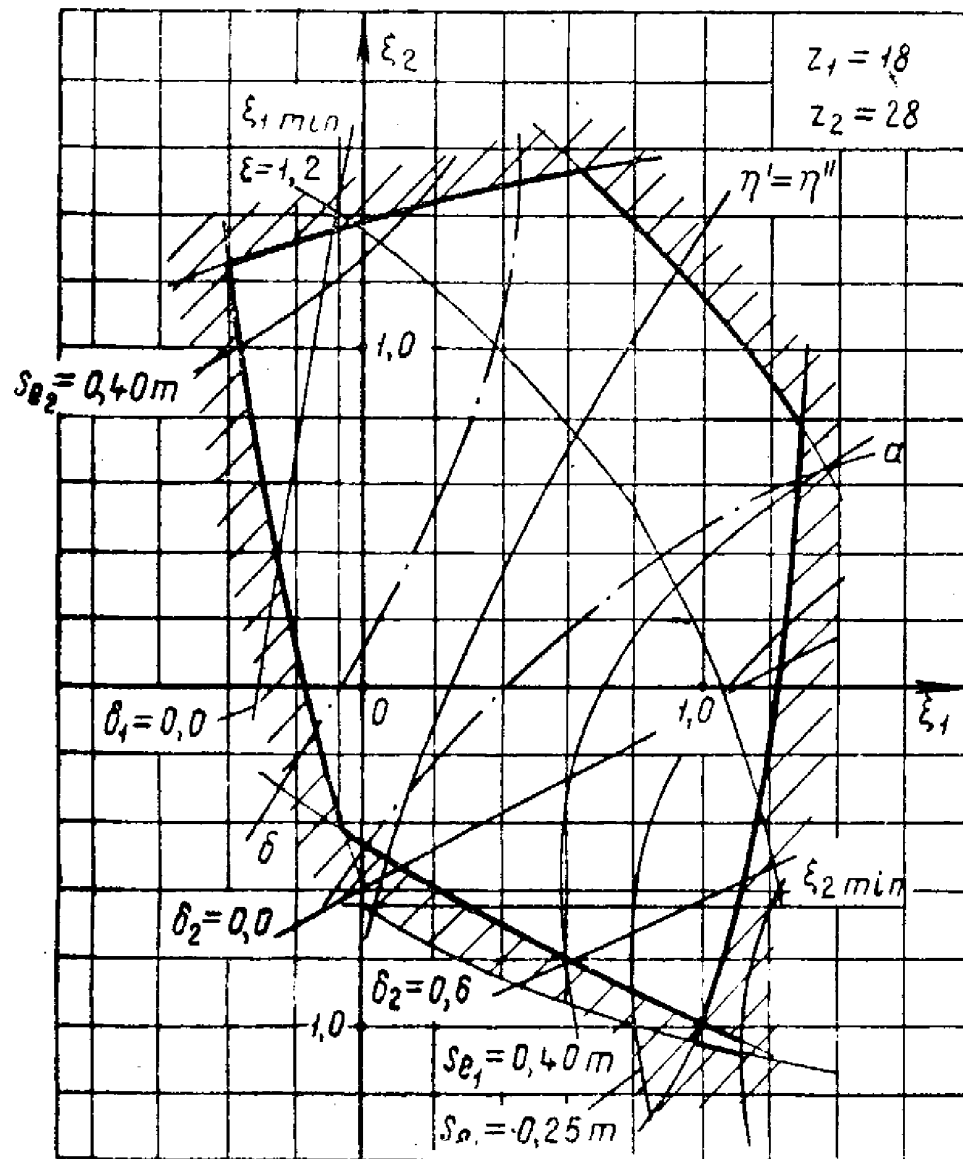


Рисунок А.50

## ДОДАТОК Б

### Приклад записки до курсового проекту

#### 2 СИНТЕЗ ЗУБЧАСТОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО МЕХАНІЗМУ

(аркуш 2 графічної частини проекту)

У даному курсовому проєкті зубчастий механізм складається з планетарного механізму типу *II-2* і пари прямозубих циліндричних коліс зовнішнього зачеплення ( $z_1, z_2$ ) і служить для передачі обертального моменту від вала електродвигуна до вала кривошипа й одержання заданої частоти обертання кривошипа.

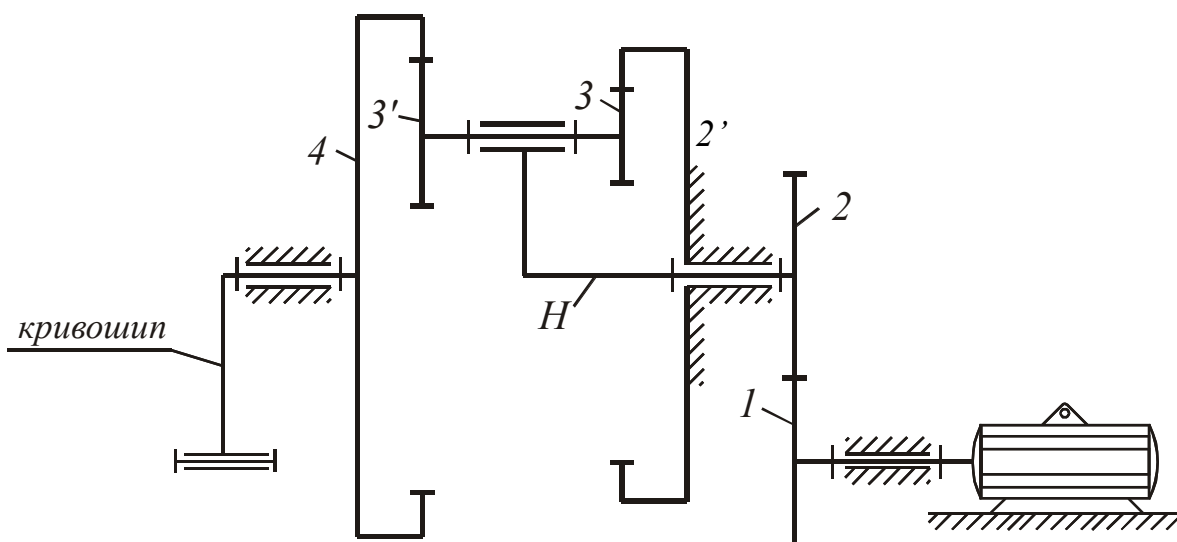


Рисунок 2.1 – Схема приводу виконавчого механізму

#### 2.1 Синтез евольвентного зубчастого зачеплення

Виконаємо синтез зубчастого зачеплення парою евольвентних циліндричних прямозубих коліс зовнішнього зачеплення  $z_1$  і  $z_2$  (див. аркуш 2 курсового проєкту).

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

### 2.1.1 Вхідні параметри синтезу, вибір коефіцієнтів зміщення

Для розрахунку геометричних параметрів евольвентного зачеплення використовуємо такі вхідні параметри:

- кількість зубів шестерні  $z_1=16$ ;
- кількість зубів колеса  $z_2=28$ ;
- модуль зачеплення  $m_{1-2}=10,00$  мм;
- умови проектування  $\vartheta_1=\vartheta_2$  при  $\varepsilon_\alpha=1,2$ ;
- коефіцієнти зміщення шестерні  $x_1=0,62$  і колеса  $x_2=0,64$ .

Значення коефіцієнтів зміщення для шестерні і колеса вибираємо за допомогою блокувального контуру [1] (рис. 2.2), виходячи з заданої умови одержання максимально можливої зносостійкості зубів колеса і шестерні при значенні коефіцієнта торцевого перекриття  $\varepsilon_\alpha=1,2$ .

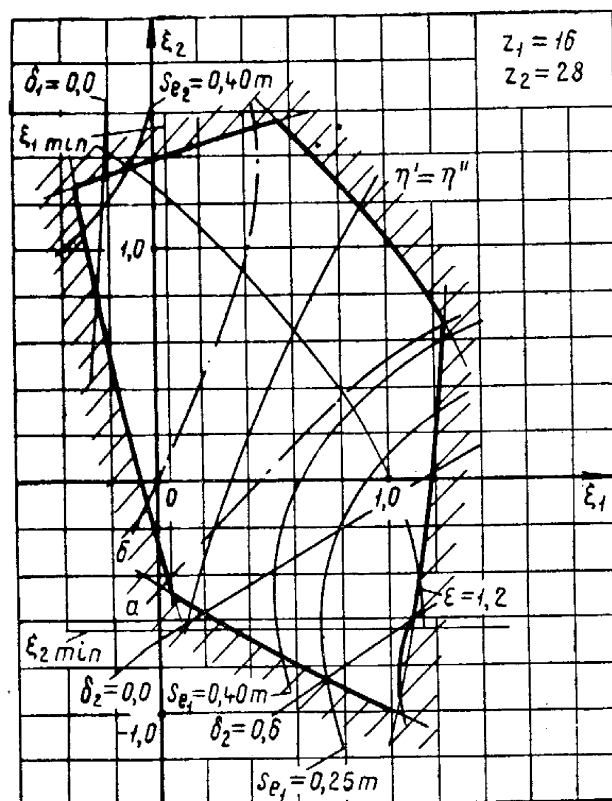


Рисунок 2.2 – Блокувальний контур

					КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

- кут профілю  $\alpha=20^\circ$ ;
- коефіцієнт висоти головки зуба  $h_a^*=1,00$ ;
- коефіцієнт граничної висоти  $h_f^*=2,00$ ;
- коефіцієнт радіального зазору  $c^*=0,25$ .

### 2.1.2 Розрахунок геометричних параметрів і якісних показників зачеплення за допомогою ЕОМ

Розрахунок параметрів евольвентного зубчастого зачеплення виконаний за допомогою ЕОМ за наведеними нижче розрахунковими залежностями [2].

Кут зачеплення  $\alpha_w$  визначаємо з трансцендентного рівняння:

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \frac{2x_\Sigma \operatorname{tg}\alpha}{z_\Sigma} + \operatorname{inv}\alpha, \quad (2.1)$$

де

$$x_\Sigma = x_1 + x_2$$

$$z_\Sigma = z_1 + z_2;$$

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{tg}\alpha_w - \alpha_w;$$

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

$$\alpha = 20^\circ;$$

$$\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{inv}20^\circ = 0,014904.$$

Рівняння (2.1) вирішене щодо  $\alpha_w$  методом послідовних наближень.

Міжосьова відстань зубчастої передачі:

$$a_w = a \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w},$$

де  $a = \frac{mz_\Sigma}{2}$  - ділильна міжосьова відстань.

Ділильні діаметри коліс:  $d_i = mz_i$ , тут і далі  $i=1, 2$ .

					<b>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Початкові діаметри коліс:

$$d_{w_i} = \frac{2a_w z_i}{z_\Sigma}.$$

Основні діаметри коліс:

$$d_{b_i} = d_i \cos \alpha.$$

Діаметри кіл западин:

$$d_{f_i} = d_i - 2m(h_a^* + c^* - x_i).$$

Діаметри кіл вершин:

$$d_{a_i} = d_i + 2m(h_a^* + x_i - \Delta y),$$

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

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

Коловий ділительний крок зубів:  $p = \pi m$ .

Коловий основний крок зубів:  $p_b = p_a = p \cos \alpha$ ,

де  $p_a$  – крок евольвентного зачеплення.

Коловий початковий крок зубів:

$$p_{w_i} = \frac{\pi d_{w_i}}{z_i}.$$

Товщини зубів колові ділительні:

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

Товщини зубів колові основні:  $S_{b_i} = A_i d_{b_i}$ ,

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

Товщини зубів колові початкові:

$$S_{w_i} = d_{w_i}(A_i - \operatorname{inv} \alpha_w) = d_{w_i}(A_i - \operatorname{tg} \alpha_w + \alpha_w).$$

					<b>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</b>	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Кути профілів зубів коліс у точці на колі вершин:

$$\alpha_{a_i} = \arccos \frac{d_{b_i}}{d_{a_i}}.$$

Товщини зубів на колі вершин:

$$S_{a_i} = d_{a_i} (A_i - \operatorname{inv} \alpha_{a_i}) = d_{a_i} (A_i - \operatorname{tg} \alpha_{a_i} + \alpha_{a_i}).$$

Радіуси кривизни активного профілю зубів коліс у нижній точці:

$$\text{шестерні} - \rho_{p1} = a_w \sin \alpha_w - B_2;$$

$$\text{колеса} - \rho_{p2} = a_w \sin \alpha_w - B_1,$$

$$\text{де } B_i = 0,5 d_{b_i} \operatorname{tg} \alpha_{a_i}.$$

Радіуси кривизни в граничних точках профілів зубів:

$$\rho_{l_i} = 0,5 d_i \sin \alpha - \frac{m(1 - x_i)}{\sin \alpha}.$$

Коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{B_1 + B_2}{p_b} - \frac{z_\Sigma \operatorname{tg} \alpha_w}{2\pi}.$$

Питомі ковзання в контактних точках профілів:

$$\text{шестерні: } \mathcal{G}_1 = 1 - (z_1 \rho_{y1}) / (z_2 \rho_{y2});$$

$$\text{колеса: } \mathcal{G}_2 = 1 - (z_2 \rho_{y2}) / (z_1 \rho_{y1}),$$

де  $\rho_{y2}$  і  $\rho_{y1}$  – радіуси кривизни спряжених профілів у контактній точці.

Результати машинного розрахунку наведені в табл. 2.1. За ними складена зведена таблиця параметрів зачеплення (див. аркуш 2 графічної частини проекту).

					<b>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

**Таблица 2.1 - Результаты расчета параметров эвольвентного зубчатого зацепления**

Входные параметры			Результаты расчета		
Число зубьев шестерни	$z_1$	16	Межосевое расстояние	$a_w$	230,85 мм
Число зубьев колеса	$z_2$	28	Угол зацепления	$\alpha_w$	26,43 град
Модуль	$m$	10,0 мм	Окружной делительный шаг	$P$	31,42 мм
Коэффициент смещения шестерни	$x_1$	0,62	Окружной основной шаг	$P_b$	29,52 мм
Коэффициент смещения колеса	$x_2$	0,64	Коэффициент торцевого перекрытия	$\epsilon_\alpha$	1,21
ФИО студента	Петров И.И.		Делительный диаметр шестерни	$d_1$	160,00 мм
Группа	ТМ-03-1		Делительный диаметр колеса	$d_2$	280,00 мм
Номер шестерни	1		Диаметр окружности впадин шестерни	$d_{f1}$	147,40 мм
Угол профиля исходного контура	$\alpha$	20,0 град	Диаметр окружности впадин колеса	$d_{f2}$	267,80 мм
Коэффициент высоты головки зуба	$h_a^*$	1,0	Начальный диаметр шестерни	$d_{w1}$	167,89 мм
Коэффициент радиального зазора	$c^*$	0,25	Начальный диаметр колеса	$d_{w2}$	293,81 мм
Коэффициент высоты головки зуба	$h_f^*$	2,0	Основной диаметр шестерни	$d_{b1}$	150,36 мм
			Основной диаметр колеса	$d_{b2}$	263,13 мм
			Диаметр окружности вершин шестерни	$d_{a1}$	188,91 мм
			Диаметр окружности вершин колеса	$d_{a2}$	309,31 мм
			Окружной начальный шаг зубьев шестерни	$P_{w1}$	32,97 мм
			Окружной начальный шаг зубьев колеса	$P_{w2}$	32,97 мм
			Радиус кривизны в граничной точке шестерни	$\rho_{l1}$	16,23 мм
			Радиус кривизны в граничной точке колеса	$\rho_{l2}$	37,33 мм
			Радиус кривизны в нижней точке шестерни	$\rho_{p1}$	21,47 мм
			Радиус кривизны в нижней точке колеса	$\rho_{p2}$	45,58 мм
			Делительная толщина зуба шестерни	$S_1$	20,21 мм
			Делительная толщина зуба колеса	$S_2$	20,36 мм
			Начальная толщина зуба шестерни	$S_{w1}$	17,70 мм
			Начальная толщина зуба колеса	$S_{w2}$	15,22 мм
			Основная толщина зуба шестерни	$S_{b1}$	21,23 мм
			Основная толщина зуба колеса	$S_{b2}$	23,05 мм
			Толщина вершины зуба шестерни	$S_{a1}$	5,83 мм
			Толщина вершины зуба колеса	$S_{a2}$	7,17 мм

**Удельные скольжения**

№	$\rho_{12}$	$\rho_{21}$
0	$-\infty$	1,00
1	-4,14	0,81
2	-1,29	0,56
3	-0,33	0,25
4	0,14	-0,17
5	0,43	-0,75
6	0,62	-1,63
7	0,76	-3,08
8	0,86	-6,00
9	0,94	-14,75
10	1,00	$-\infty$

### 2.1.3 Перевірні розрахунки

Для перевірки правильності результатів, отриманих на ЕОМ, проведемо такі розрахунки.

Перевірка міжосьової відстані і початкових діаметрів коліс:

$$a_w = (d_{w1} + d_{w2}) / 2 = (167,90 + 293,82) / 2 = 230,86 \text{ мм};$$

$$230,86 \text{ мм} = 230,86 \text{ мм} - \text{вірно.}$$

Перевірка діаметрів кіл вершин і кіл западин:

$$2(a_w - c * m) = d_{a1} + d_{f2} = d_{a2} + d_{f1};$$

$$2 \cdot (230,86 - 0,25 \cdot 10,00) = (188,92 + 267,80) = (309,32 + 147,40);$$

$$456,72 \text{ мм} = 456,72 \text{ мм} = 456,72 \text{ мм} - \text{вірно.}$$

Перевірка початкових товщин зубів коліс і початкового колового кроку:

$$S_{w1} + S_{w2} = p_w, \text{ де } p_w = 32,97 \text{ мм};$$

$$17,72 + 15,24 = 32,97 \text{ мм};$$

$$32,97 \text{ мм} = 32,97 \text{ мм} - \text{вірно.}$$

Перевірка вибору коефіцієнтів зміщення:

підрізання зубів відсутнє при  $\rho_{li} > 0$ ,

$$\rho_{l1} = 16,25 \text{ мм} > 0 - \text{підрізання немає};$$

$$\rho_{l2} = 37,36 \text{ мм} > 0 - \text{підрізання немає.}$$

Загострення зубів відсутнє при  $S_{ai} > 0,3m$ .

$$0,3m = 0,3 \cdot 10,00 = 3,00 \text{ мм};$$

$$S_{a1} = 5,83 > 3,00 \text{ мм} - \text{загострення немає};$$

$$S_{a2} = 7,16 > 3,00 \text{ мм} - \text{загострення немає.}$$

Заклинювання (інтерференція зубів) відсутнє при  $\rho_{li} \leq \rho_{pi}$ .

$$\rho_{l1} = 16,25 \text{ мм} < \rho_{p1} = 21,44 \text{ мм} - \text{інтерференції немає};$$

$$\rho_{l2} = 37,36 \text{ мм} < \rho_{p2} = 45,56 \text{ мм} - \text{інтерференції немає.}$$

					<b>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</b>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Виходячи із правильності перевірки, робимо висновок про те, що розрахунок зубчастої пари виконаний вірно.

#### 2.1.4 Побудова картини зачеплення і діаграм питомого ковзання

На підставі таблиці 2.1 робимо побудову евольвентного зачеплення шестерні  $z_1$  і колеса  $z_2$  у масштабі  $M 2:1$  ( $\mu_f=0,00050 \frac{M}{mm}$ ). Проводимо лінію центрів передачі. Відкладаємо міжосьову відстань  $a_w$ , із центрів  $O_1$  і  $O_2$  проводимо основні кола коліс  $d_{b_i}$ . Потім проводимо дві лінії зачеплення і перевіряємо розмір кута зачеплення  $\alpha_w$ . Обидві лінії зачеплення перетинаються на лінії центрів в одній точці  $P$  – полюсі зачеплення. Накреслимо початкові  $d_{wi}$  і ділильні  $d_i$  кола коліс.

Шляхом обкатування побудованої лінії зачеплення по основному колу діаметра  $d_{b1}$  побудуємо евольвентну лінію профілю зуба шестерні (аналогічно для колеса). Проводимо кола вершин і западин зубів коліс, у результаті одержимо два спряжені евольвенти. Проводимо осі симетрії п'ятих зубів на кожному колесі і креслимо по п'ять зубів.

Виділяємо активну лінію зачеплення ( $ab$ ), активні профілі зубів, дуги зачеплення і визначаємо кути перекриття  $\varphi_{\alpha_i}$ . На підставі результату розрахунку питомих ковзань (див. табл. 2.1) на картині зачеплення будуємо діаграми питомих ковзань у прямокутній системі координат при  $\mu_g=0,1 \text{ мм}^{-1}$  і переносимо їх на профілі зубів коліс.

					<i>КУРСОВИЙ ПРОЕКТ З ТММ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

**ДОДАТОК В**  
**Зведена таблиця параметрів зачеплення**

$z_1$	$z_2$	$U_{1-2}$	$m$	$h_a^*$	$h_l^*$	$c^*$	$a_w$	$\alpha_w$	$x_1$	$x_2$
-	-	-	мм	-	-	-	мм	град	-	-
12	17	1,42	10,00	1	2	0,25	152,30	26,54	0,50	0,35
$d_1$	$d_2$	$d_{w1}$	$d_{w2}$	$d_{a1}$	$d_{a2}$	$d_{f1}$	$d_{f2}$	$d_{b1}$	$d_{b2}$	$p$
мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм	мм
120,00	170,00	126,05	178,56	147,61	194,61	105,00	152,00	112,76	159,75	31,42
$p_a=p_b$	$p_w$	$S_{w1}$	$S_{w2}$	$S_{a1}$	$S_{a2}$	$\varepsilon_\alpha$	$\tau_1$	$\tau_2$	$\varphi_{\alpha_1}$	$\varphi_{\alpha_2}$
мм	мм	мм	мм	мм	мм	-	град	град	град	град
29,52	33,00	17,63	15,37	4,85	6,70	1,19	30,00	21,18	35,72	25,21

## ДОДАТОК Г

### Питання до захисту другого аркушу курсового проекту (Синтез зубчастого передаточного механізму)

- 1 Призначення зубчастого механізму.
- 2 Що таке передаточне відношення?
- 3 Визначите передаточне відношення зубчастої пари.
- 4 Що називають модулем?
- 5 Яке колесо є ведучим, яке веденим?
- 6 Яким умовам повинні задовольняти профілі зубів зубчастої пари для передачі постійного передаточного відношення?
- 7 Назвіть основні властивості евольвентного зубчастого зачеплення, що пояснюють його широке застосування.
- 8 Яку криву називають евольвентою? Її основні властивості.
- 9 Які кола зубчастих коліс називають ділильними, основними, початковими, вершин, западин? Як визначити діаметри (радіуси) цих кіл? Покажіть на кресленні.
- 10 Що називається вихідним твірним контуром, і які його геометричні параметри?
- 11 Чому лінія зачеплення евольвентної зубчастої передачі збігається з профільною нормаллю зубів спряжених коліс?
- 12 Яке зубчасте зачеплення називається безззорним?
- 13 Як визначити на “картині зачеплення” активну лінію зачеплення при заданому напрямку обертання ведучого колеса?
- 14 Що називають кроком зуба? Покажіть крок зубів по ділильному колу.
- 15 Як визначити на “картині зачеплення” радіуси кривизни профілів у контактних точках?
- 16 Як за допомогою коефіцієнта торцевого перекриття визначити на “картині зачеплення” положення верхньої і нижньої граничних точок однопарного зачеплення?
- 17 У якій частині зуба буде максимальне спрацювання?
- 18 Покажіть кут перекриття.
- 19 Запишіть формулу для розрахунку кута перекриття шестерні і колеса.
- 20 Запишіть формулу для визначення кутового кроку зуба.
- 21 Покажіть на кресленні кутовий крок зубів.

- 22 Основна теорема зачеплення.
- 23 Покажіть крайні положення зубів шестерні і колеса.
- 24 Покажіть практичну лінію зачеплення.
- 25 Як отримані точки  $a$  і  $b$  практичної лінії зачеплення?
- 26 Що таке коефіцієнт радіального зазора? Покажіть радіальний зазор на кресленні.
- 27 Що таке коефіцієнт висоти головки зуба?
- 28 Що являє собою блокувальний контур? Які лінії його обмежують?
- 29 З яким зміщенням нарізані колеса?
- 30 Виходячи з яких умов, з якою метою і як обраний коефіцієнт зміщення?
- 31 У чому суть нарізування евольвентних зубчастих коліс методом обкатування інструментом рейкового типу?
- 32 Як і чому впливає зміщення вихідного твірного контуру на згинальну міцність зубів?
- 33 Які параметри зубчастого колеса змінюються при зміщенні вихідного твірного контуру?
- 34 Що характеризує коефіцієнт торцевого перекриття?
- 35 Що характеризує коефіцієнт питомого ковзання?
- 36 При яких зміщеннях вихідного твірного контуру виникає небезпека загострення зубів?
- 37 Що розуміють під явищем підрізування зубів? У яких випадках буває підрізування і як його уникнути?
- 38 Що розуміють під явищем заклинення?
- 39 Яке зміщення вихідного твірного контуру називається додатним?
- 40 На які геометричні параметри зубчастого колеса зміщення вихідного твірного контуру не впливає?



## ДОДАТОК Д

### Значення евольвентної функції $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$

$\alpha$	Пор.	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
1	0,000	00117	00225	00281	00346	00420	00504	00598	00704	00821	00950	01092	01242
2	0,000	01418	01603	01804	02020	02253	02503	02771	03058	3364	3689	4035	04402
3	0,000	04790	05201	05634	06091	06573	07078	07610	08157	8751	09362	0000	10668
4	0,000	11364	12090	12847	13634	14453	15305	16189	17107	8059	9045	20067	21125
5	0,000	22220	23352	24552	25731	26978	28266	29594	30953	32394	33827	35324	36864
6	0,00	03845	04008	04175	04347	04524	04706	04892	05083	05280	05481	05687	05898
7	0,00	06115	06337	06564	06797	07035	07279	07528	07783	08044	08310	08582	08861
8	0,00	09145	09485	09732	10034	10343	10659	10980	11308	11643	11984	12332	12687
9	0,00	13048	13416	13792	14174	14563	14960	15363	15774	16193	16618	17051	17492
10	0,00	17941	18397	18860	19332	19812	20209	20795	21229	21810	22330	22859	23396
11	0,00	23941	24495	25057	25628	26208	26797	27394	28001	28016	29241	29875	30518
12	0,00	31171	31832	32504	33185	33875	34555	35285	36005	36735	37474	38224	38984
13	0,00	39754	40534	41325	42126	42938	43760	44593	45437	46291	47157	43033	48921
14	0,00	49819	50729	51650	52582	53526	54482	54448	56427	54717	58420	59434	60460
15	0,00	61488	62548	63611	64686	65773	66873	67985	69110	70248	71398	72561	73738
16	0,00	07493	07613	07735	07857	07982	08107	08234	08362	08492	08623	08756	08889
17	0,0	09025	09161	09299	09439	09580	09722	09866	10012	10158	10307	10456	10608
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16295	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20776	21019	21266	21514	21765	22018	22272	23529	22788
23	0,0	23044	23312	23577	23845	24114	24386	24660	24936	25214	25495	25778	26062
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31587	31917	32249	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	36798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40397	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48512	49064	49518	49976	50437	50901	51363	51838	52312	52788	52368
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55717	56217	56720	57225	57736	58249	58765	59285
31	0,0	58809	60353	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934	67507	68084	68665	69250	69838	70430	71026	71626	72230	72838

Продовження додатка Д

$\alpha$	Пор	0'	5'	10'	15'	20'	25'	30'	35'	40'	45'	50'	55'
33	0,0	73449	74064	74684	75307	75934	76565	77200	77839	78483	79130	79781	80137
34	0,0	81097	81760	82428	83100	83777	84457	85142	85832	86525	87223	87925	88631
35	0,0	89342	90058	90777	91502	92230	92963	93701	94443	95190	95942	96698	97459
36	0	09822	09899	09977	10055	10133	10212	10292	10371	10452	10533	10614	10696
37	0	10778	10861	10944	11028	11113	11197	11283	11369	11455	11542	11630	11718
38	0	11806	11895	11985	12075	12165	12257	12348	12441	12534	12627	12721	12815
39	0	12911	13006	13102	13199	13297	13395	13493	13592	13692	13792	13893	13995
40	0	14096	14200	14303	14407	14511	14616	14722	14829	14936	15043	15152	15261
41	0	15370	15480	15591	15703	15815	15928	16041	16156	16270	16386	16502	16619
42	0	16373	16855	16974	17093	17214	17335	17457	17579	17702	17826	17951	18076
43	0	18202	18329	18537	18585	18714	18844	18975	19106	19238	19371	19505	19639
44	0	19774	19910	20047	20185	20323	20463	20603	20743	20885	21028	21171	21315
45	0	21460	21606	21753	21900	22049	22198	22348	22499	22651	21804	21958	23112
46	0	23268	23424	23582	23740	23899	24059	24220	24382	24545	24709	24874	25040
47	0	25206	25374	25543	25713	25883	26055	26228	26401	26576	26752	26929	27107
48	0	27285	27465	27646	27828	28012	28196	28381	28567	28755	28943	29133	29324
49	0	29516	29709	29903	30098	30295	30492	30691	30891	31092	31295	31498	31703
50	0	31909	32116	32324	32534	32745	32957	33171	33385	33601	33818	34037	34257
51	0	34578	34700	34924	35149	35376	35604	35833	36063	36295	36529	36763	36999
52	0	37237	37476	37716	37958	38202	38446	38693	38941	39190	39441	39693	39947
53	0	40202	40459	40717	40977	41239	41502	41767	42034	42302	42571	42843	43116
54	0	43390	43667	43945	44225	44506	44789	45074	45361	45650	45940	46232	46526
55	0	46822	47119	47419	47720	48023	48323	48635	48944	49255	49568	49882	50199
56	0	50518	50838	51161	51486	51813	52141	52472	52805	53141	53478	53817	54159
57	0	54503	54849	55197	55547	55900	56255	56612	56972	57333	57698	58064	58433
58	0	58804	59178	59554	59933	60314	60697	61083	61472	61863	62257	62653	63052
59	0	63454	63858	64265	64674	65086	65501	65913	66340	66763	67198	67618	68050

Приклади користування таблицею:

- 1 Знайти  $inv$  кута  $\alpha = 14\ 30'$ . За таблицею знаходимо  $inv\ 14\ 30' = 0,0055448$ .
- 2 Знайти  $inv$  кута  $\alpha = 22\ 18'25''$ . За таблицею знаходимо  $inv\ 22\ 15' = 0,020775$ , таблична різниця  $0,000244$  на  $5'$ ; додатковий розмір  $inv$  дорівнює  $0,000244 \cdot 205/300 = 0,000171$ . Отже,  $inv\ 22\ 18'25'' = 0,020775 + 0,000171 = 0,020946$ .

## ДОДАТОК Е

### Значення коефіцієнтів зміщення вихідного контуру з умов:

$a$  – максимальної контактної міцності;

$b$  – міцності на згин;

$v$  – зносостійкості й опору заїданню.

$z_2$	$x$	$z_1$														
		12			15			18			22			28		
		$a$	$b$	$v$	$a$	$b$	$v$	$A$	$b$	$v$	$a$	$b$	$v$	$a$	$b$	$v$
12	$x_1$	0,38	0,47	0,36												
	$x_2$	0,38	0,23	0,36												
15	$x_1$	0,30	0,53	0,43	0,45	0,58	0,44									
	$x_2$	0,50	0,22	0,34	0,45	0,28	0,44									
18	$x_1$	0,30	0,57	0,49	0,34	0,64	0,48	0,54	0,72	0,54						
	$x_2$	0,61	0,25	0,35	0,64	0,29	0,46	0,54	0,34	0,54						
22	$x_1$	0,30	0,62	0,53	0,38	0,73	0,55	0,60	0,81	0,60	0,68	0,95	0,67			
	$x_2$	0,66	0,28	0,38	0,75	0,32	0,54	0,64	0,38	0,63	0,68	0,39	0,67			
28	$x_1$	0,30	0,70	0,57	0,26	0,79	0,60	0,40	0,89	0,63	0,59	1,04	0,71	0,86	1,26	0,85
	$x_2$	0,88	0,26	0,48	1,04	0,35	0,63	1,02	0,38	0,72	0,94	0,40	0,81	0,86	0,42	0,85
34	$x_1$	0,30	0,76	0,60	0,13	0,83	0,63	0,30	0,93	0,67	0,48	1,08	0,74	0,80	1,30	0,86
	$x_2$	1,03	0,22	0,53	1,42	0,34	0,72	1,30	0,37	0,82	1,20	0,38	0,90	1,08	0,36	1,00
42	$x_1$	0,30	0,75	0,63	0,20	0,92	0,68	0,29	1,02	0,68	0,40	1,18	0,76	0,72	1,24	0,88
	$x_2$	1,30	0,21	0,67	1,53	0,32	0,88	1,48	0,36	0,94	1,48	1,38	1,03	2,33	0,31	1,12
50	$x_1$	0,30	0,58	0,63	0,25	0,97	0,66	0,32	1,05	0,70	0,43	1,22	0,76	0,64	1,22	0,91
	$x_2$	1,43	0,16	0,77	1,65	0,31	1,02	1,63	0,36	1,11	1,60	0,42	1,17	1,60	0,25	7,26

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. **Кіницький, Я. Т.** Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – К. : Наукова думка, 2002. – 660 с.
2. **Кіницький, Я. Т.** Короткий курс теорії механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. – Львів : Афіша, 2004. – 272 с.
3. Справочник по корригированию зубчатых колес / Т. П. Болотовская, И.А.Болотовский, В.Э.Смирнов. – М : Машгиз, 1962. – 215 с.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / Под ред. А. С. Кореняко. – Киев : Вища школа, 1970. – 328 с.

*Навчальне видання*

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до виконання курсового проекту з дисципліни

«Теорія механізмів і машин»

для студентів машинобудівних спеціальностей

## **СИНТЕЗ ЕВОЛЬВЕНТНОГО ЗУБЧАСТОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ**

Укладачі:

**ЗАГУДАЄВ Віктор Олексійович**

**ЧОСТА Наталія Вікторівна**

**ШОЛЕНІНОВ Владислав Євгенович**

Редактор

**І. І. Дьякова**

Комп'ютерна верстка

**О. П. Ордіна**

16/2021. Формат 60 x 84/16. Умовн. друк. арк. 2,6.

Обл.-вид. арк. 2,77. Тираж \_\_\_ прим. Зам. № \_\_\_

**Видавець і виготівник**

**Донбаська державна машинобудівна академія**

**84313, м. Краматорськ, вул. Академічна, 72.**

**Свідоцтво суб'єкта видавничої справи**

**ДК №1633 від 24.12.2003**