

где

$$B_3 = F_1 l_1 + F_2 l_2 = 6.96 \cdot 2.8 + 5.0 \cdot 4.6 = 42.5 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$R_B = 42.5 / 5.5 + 4.07 / 2 = 9.75 \text{ Н.}$$

Изгибающий момент в опасных по прочности сечениях:

между A и B

$$M_{u,z2} = R_A z_2 = 6.27 \cdot 2.75 = 17.3 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

между B и C

$$M_{u,z3} = R_A z_3 - F_B \text{, пр} (z_3 - L/2) = 6.27 \cdot 2.8 - 4.07 (2.8 - 5.5/2) = 17.3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент в опасных по прочности сечениях:

в середине пролета вала

$$M_{k,z2} \approx (N_1 + N_2)/\omega = (5000 + 5000)/12.6 = 793 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

в месте установки верхней мешалки

$$M_{k,z3} = N_2/\omega = 5000/12.6 = 397 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Момент сопротивления вала в опасных по прочности сечениях z_2 , z_3 :

$$W_{z2} = W_{z3} = \pi d^3 / 32 = 3.14 \cdot 0.065^3 / 32 = 2.69 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Эквивалентные напряжения в этих сечениях:

$$\sigma_{ekv,z2} = \frac{\sqrt{M_{u,z2}^2 + M_{k,z2}^2}}{W_{z2}} = \frac{\sqrt{17.3^2 + 793^2}}{2.69 \cdot 10^{-5}} = 2.95 \cdot 10^7 \text{ Па};$$

$$\sigma_{ekv,z3} = \frac{\sqrt{M_{u,z3}^2 + M_{k,z3}^2}}{W_{z3}} = \frac{\sqrt{17.3^2 + 397^2}}{2.69 \cdot 10^{-5}} = 1.48 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Допускаемые напряжения в сечениях z_i определяются по формуле (24.71)

$$[\sigma]_{zi} = \epsilon_M \sigma_{-1} / (K_{\sigma,zi} n_{min})$$

Для вала диаметром $d = 65$ мм, изготовленного из легированной стали 15ХМ, согласно рис. 3.19 коэффициент $\epsilon_M = 0.67$, а при $t = 80^\circ\text{C}$ предел выносливости $\sigma_{-1} = 200$ МПа. Так как на валу в местах установки мешалок имеются шпоночные канавки, выполненные торцовой фрезой, то $K_{\sigma,zi} = 1.34$ согласно табл. 24.9. В неослабленном сечении $K_{\sigma,2} = 1$. Приняв ориентировочно $n_{min} = 2$, получим:

$$[\sigma]_{z2} = 0.67 \cdot 2 \cdot 10^8 / (1.34 \cdot 2) = \\ = 6.7 \cdot 10^7 \text{ Па; } [\sigma]_{z3} = 0.67 \cdot 2 \times \\ \times 10^8 / (1.34 \cdot 2) = 5.0 \cdot 10^7 \text{ Па.}$$

Условия прочности выполняются:

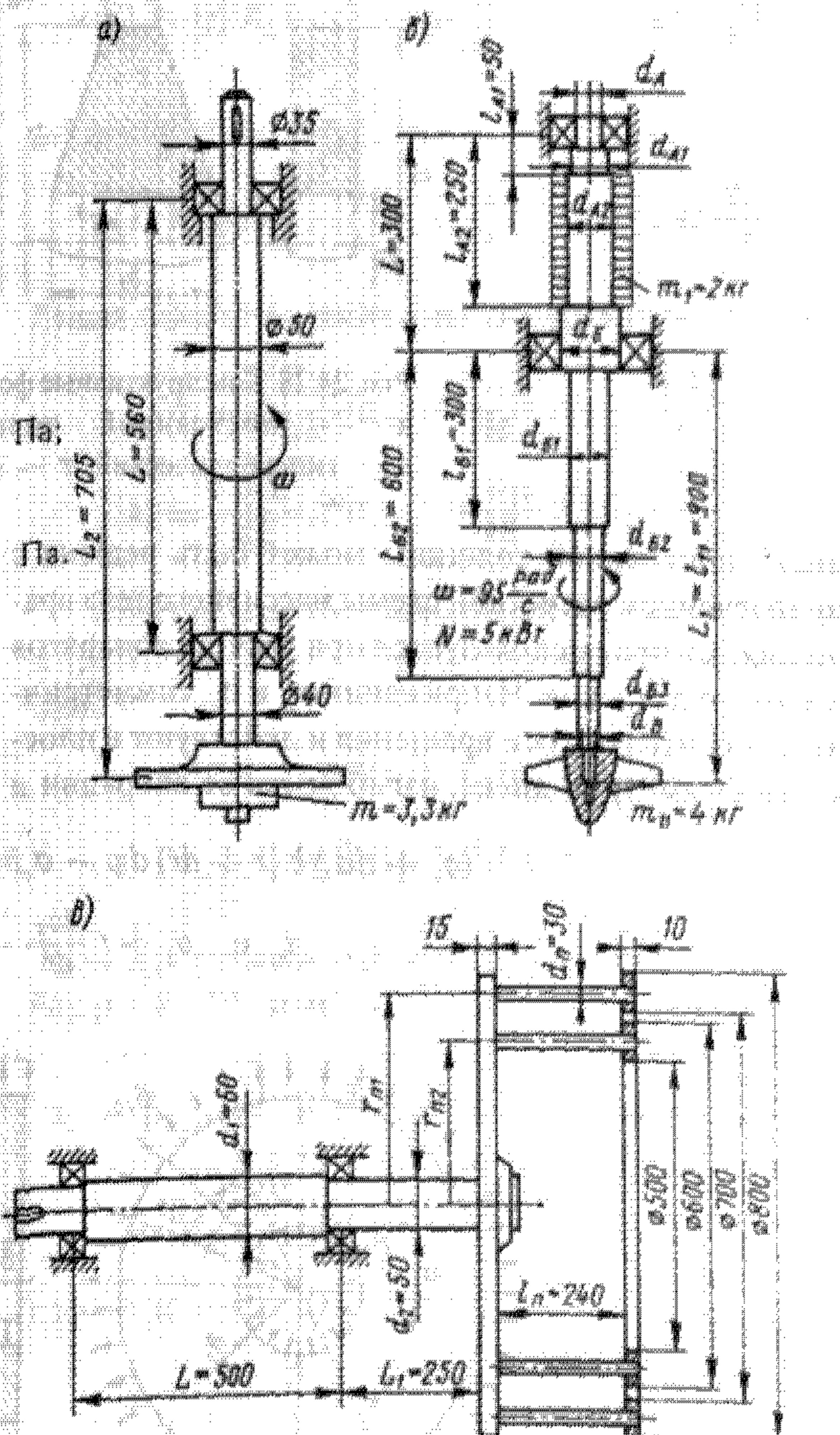


Рис. 24.25. Ротор: a — распылительной сушилки; b — реактора с герметичным электроприводом; c — дезинтегратора

$$\sigma_{\text{экв},22} \leq [\sigma]_{22}; 2.95 \cdot 10^7 < 6.7 \cdot 10^7;$$

$$\sigma_{\text{экв},23} \leq [\sigma]_{23}; 1.48 \cdot 10^7 < 5.0 \cdot 10^7.$$

Таким образом, однопролетный вал диаметром $d = 65$ мм и длиной $L = 5500$ мм при заданной нагрузке является виброустойчивым, прочным и достаточно жестким в опасных сечениях.

24.2. Диски

Быстро врачающиеся диски являются важными рабочими элементами роторов молотковых дробилок и дезинтеграторов, распылительных сушилок, коллоидных мельниц, барабанов центрифуг, центробежных насосов и компрессоров, а также ряда другого технологического оборудования.

В зависимости от изменения толщины диска по его радиусу различают диски простого профиля (диски постоянной толщины, конические, гиперболические, рис. 24.28, а—в) и сложного (рис. 24.28, г).

Диски постоянной толщины. В роторах технологического оборудования наибольшее применение нашли диски постоянной толщины, нагруженные по внутренней поверхности радиуса R_1 радиальным напряжением σ_{r1} , возникающим от посадки диска с на-тажом на вал, а по наружной поверхности радиуса R_2 — радиальным напряжением σ_{r2} , возникающим от центробежного воздействия различного рода лопаток, молотков и других элементов ротора (рис. 24.29).

Задача определения напряжений и деформаций

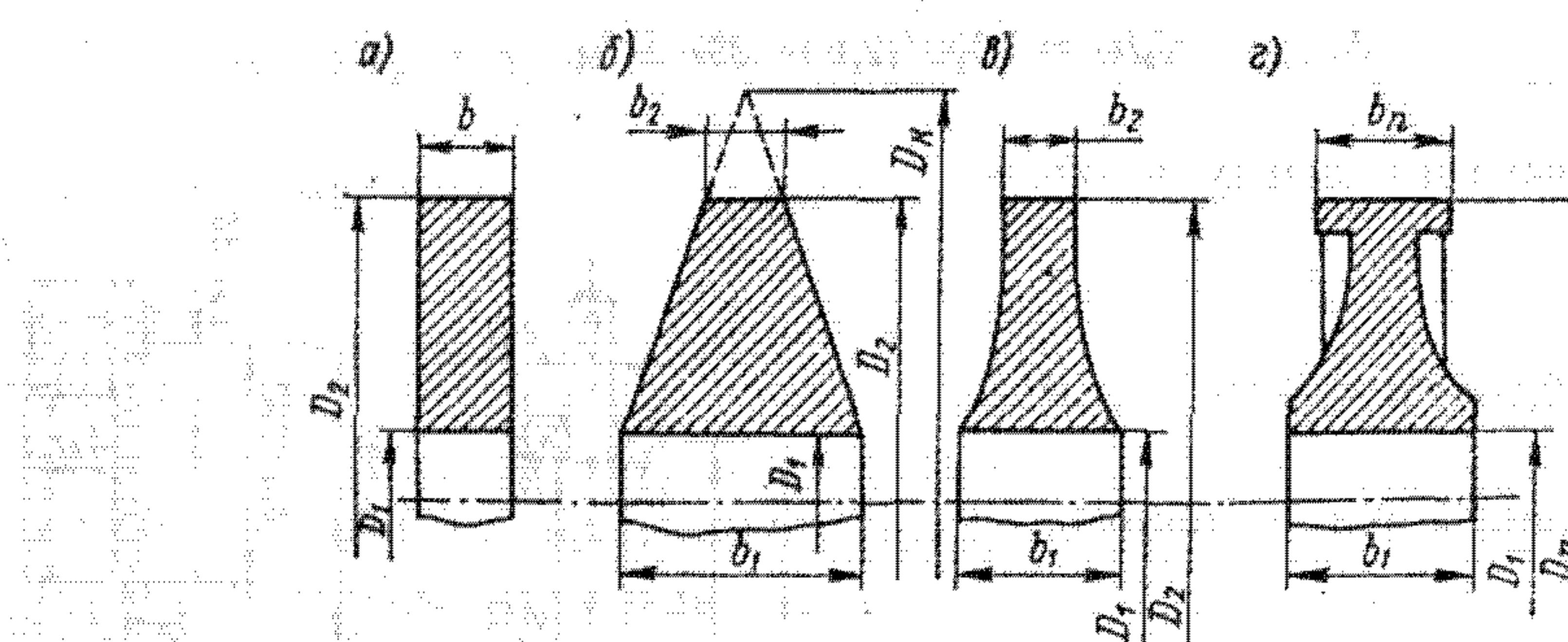


Рис. 24.28. Конструктивные формы быстротрахающихся дисков:
а — постоянной толщины; б — конический;
в — гиперболический; г — сложного профиля

диске постоянной толщины может быть решена с привлечением расчетной схемы массивного тела вращения, которая используется при расчете аппаратов высокого давления. Напряжения σ_{r1} и σ_{r2} симметричны относительно оси вращения и действуют в плоскости симметрии диска, изгиб диска от вибрации и

внешних нагрузок пренебрежимо мал, температура по радиусу и толщине диска постоянна. Условие равновесия выделенного из диска элемента (рис. 24.29) может быть записано в виде:

$$(\sigma_r + d\sigma_r) b (r + dr) d\phi - \sigma_r b r d\phi - \sigma_r b r d\phi + \rho r^2 b d r d\phi \omega^2 = 0,$$

$$\text{т. е. } \sigma_r + r \frac{d\sigma_r}{dr} - \sigma_r + \rho r^2 \omega^2 = 0$$

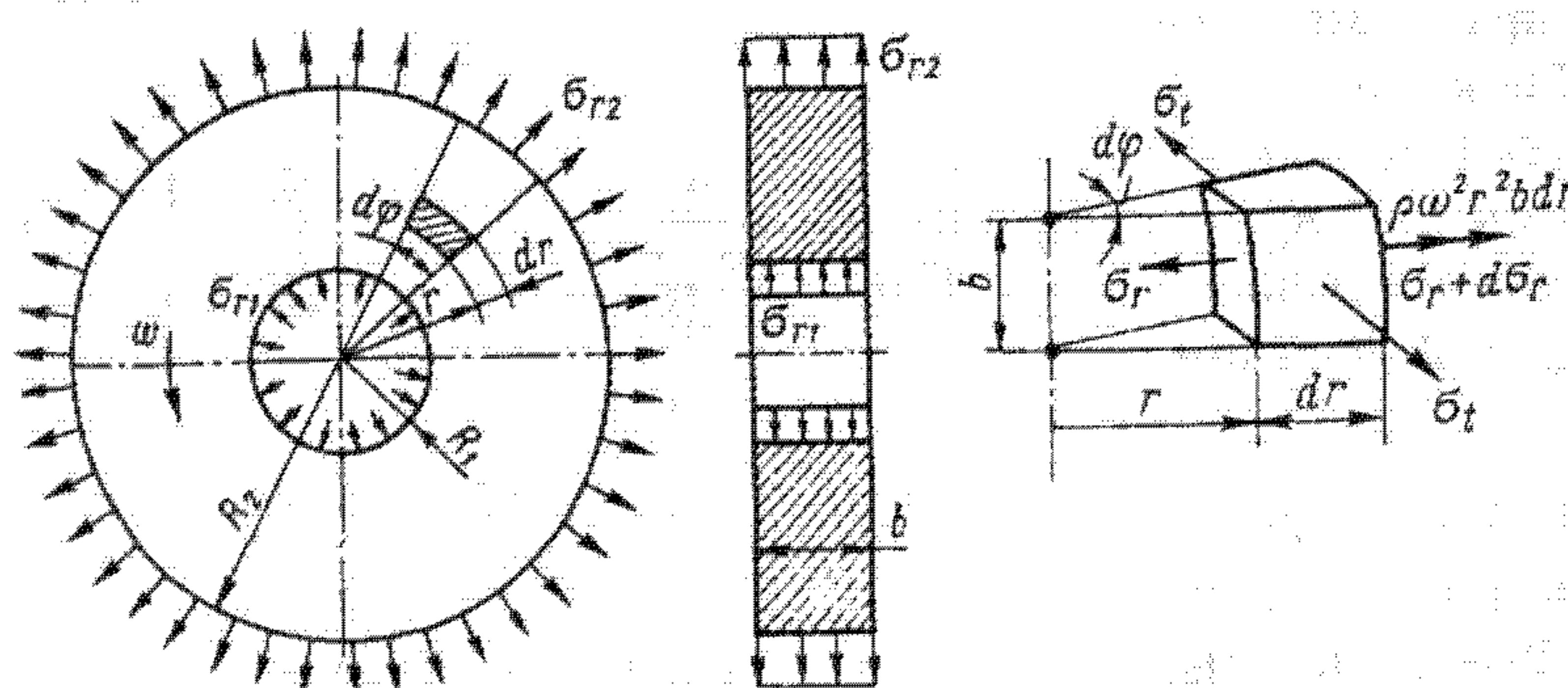


Рис. 24.29. Расчетная схема диска постоянной толщины

или

$$\frac{d}{dr}(\sigma_r r) - \sigma_t = -\rho r^2 \omega^2. \quad (24.73)$$

Из уравнений обобщенного закона Гука:

$$\epsilon_r = \frac{1}{E} (\sigma_r - \mu \sigma_t); \quad \epsilon_t = \frac{1}{E} (\sigma_t - \mu \sigma_r)$$

и уравнений относительных деформаций:

$$\epsilon_r = du/dr; \quad \epsilon_t = u/r$$

получим после объединения последних уравнений:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{du}{dr} + \mu \frac{u}{r} \right); \quad (24.74)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \left(\frac{u}{r} + \mu \frac{du}{dr} \right).$$

Подставляя эти зависимости в равенство (24.73), получим следующее дифференциальное уравнение второго порядка с переменными коэффициентами:

$$\frac{d^2 u}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du}{dr} - \frac{u^2}{r^2} = -\frac{1-\mu^2}{E} \rho \omega^2 r,$$

т.е.

$$\frac{d}{dr} \left(\frac{du}{dr} + \frac{u}{r} \right) = -Br$$

или

$$\frac{d}{dr} \left[\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) \right] = -Br. \quad (24.75)$$

где

$$B = \frac{1-\mu^2}{E} \rho \omega^2. \quad (24.76)$$

После интегрирования (24.75) получим

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (ur) = -\frac{Br^2}{2} + 2A_1,$$

откуда

$$\frac{d}{dr} (ur) = -\frac{Br^2}{2} + 2A_1 r, \quad (24.77)$$

где $2A_1$ — постоянная интегрирования.

Интегрирование выражения (24.77) дает

$$u = A_1 r + A_2/r - Br^2/8, \quad (24.78)$$

откуда

$$\frac{du}{dr} = A_1 - A_2/r^2 - 3Br^2/8, \quad (24.79)$$

где A_1 — постоянная интегрирования.Подстановка зависимостей (24.78) и (24.79) в уравнение (24.74) приводит к формулам для радиальных σ_r и окружных σ_t напряжений на текущем радиусе r диска:

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\mu^2} \times \\ \times \left[(1+\mu) A_1 - (1-\mu) \frac{A_2}{r^2} - (3+\mu) \frac{Br^2}{8} \right]; \quad (24.80)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\mu^2} \times \\ \times \left[(1+\mu) A_1 + (1-\mu) \frac{A_2}{r^2} - (1+3\mu) \frac{Br^2}{8} \right]. \quad (24.81)$$

Для внутреннего радиуса диска $r = R_1$ уравнения (24.80) и (24.81) принимают вид:

$$\sigma_{r(R_1)} = \sigma_{r1} = \frac{E}{1-\mu^2} \times \\ \times \left[(1+\mu) A_1 - (1-\mu) \frac{A_2}{R_1^2} - (3+\mu) \frac{BR_1^2}{8} \right];$$

$$\sigma_{t(R_1)} = \sigma_{t1} = \frac{E}{1-\mu^2} \times \\ \times \left[(1+\mu) A_1 + (1-\mu) \frac{A_2}{R_1^2} - (1+3\mu) \frac{BR_1^2}{8} \right].$$

Решая совместно последние два уравнения, получим

$$A_1 = \frac{1-\mu}{2E} \sigma_{r1} + \frac{1-\mu}{2E} \sigma_{t1} + \frac{BR_1^2}{4},$$

$$A_2 = \frac{1+\mu}{2E} R_1^2 \sigma_{r1} - \frac{1+\mu}{2E} R_1^2 \sigma_{t1} - \frac{BR_1^2}{8}.$$

Подстановка этих выражений в формулы (24.80) и (24.81) приводит к окончательной форме уравнений:

$$\sigma_r = \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \alpha_r T; \quad (24.82)$$

$$\sigma_t = \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \beta_r T. \quad (24.83)$$

Здесь для стальных дисков при $\mu = 0,3$; $E = 2 \cdot 10^5$ Па; $\rho = 8 \cdot 10^3$ кг/м³:

$$\alpha_r = \beta_r = (1+x^2)/2; \quad \alpha_t = \beta_t = (1-x^2)/2;$$

$$\alpha_x = -2,74 (3,3 - 2,6x^2 - 0,7x^4);$$

$$\beta_x = -2,74 (1,9 - 2,6x^2 + 0,7x^4),$$

где $x = R_1/r = D_1/D$.

$$T = (2r)^2 (n/1000)^2, \quad (24.84)$$

где n — частота вращения диска, об/мин; r — текущий радиус диска, м; σ_r ; σ_t ; σ_x ; σ — радиальные и окружные напряжения на внутреннем и текущем радиусах соответственно, МПа.

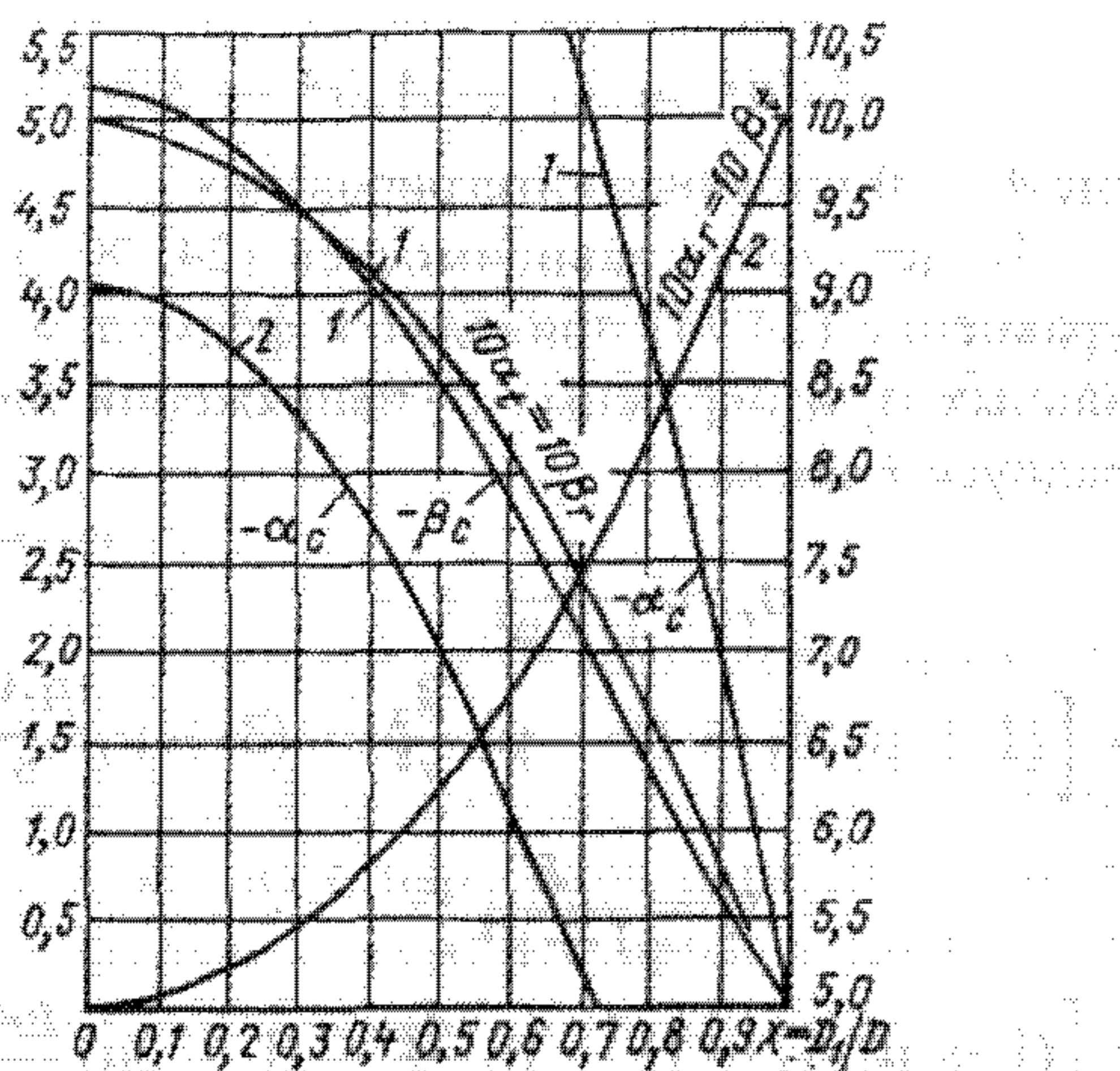


Рис. 24.30. Номограмма для определения коэффициентов α и β уравнений (24.82), (24.83) при расчете дисков постоянной толщины (слева ось ординат для кривых 1; справа — для кривых 2)

Если диск изготовлен не из стали с плотностью ρ , а из другого материала с плотностью ρ_m , то необходимо последнее слагаемое в формулах (24.82) и (24.83) умножить на поправочный коэффициент ρ_m/ρ . На рис. 24.30 даны значения коэффициентов α и β графически. Чтобы применить уравнения (24.82) и (24.83) для расчета напряжений в любой точке диска и, следовательно, для построения эпюор напряжений $\sigma_r = f(r)$; $\sigma_\theta = f(r)$, необходимо из заданных начальных условий определить σ_{r1} . Эту величину находят благодаря условию

$$\sigma_{r1}(r=R_2) = \sigma_{r2} = \sum F_u / (2\pi R_2), \quad (24.85)$$

где $\sum F_u$ — суммарная центробежная сила по наружному контуру диска ($2\pi R_2$) от действия лопаток, молотков и других элементов. Если такие элементы отсутствуют, то $\sigma_{r2} = 0$ (например, диск распылительной сушилки). Границное условие (24.85) при подстановке в (24.82) позволяет определить

$$\sigma_{r1} = (\sigma_{r2} - \alpha_{r1}(R_2)\sigma_{r1} - \alpha_{c1}(R_2)T_{(R_2)})/\alpha_{r1}(R_2) \quad (24.86)$$

и перейти к расчету напряжений σ_r и σ_θ по формулам (24.82) и (24.83) для любого радиуса r , а затем и к построению эпюры напряжений по радиусу диска. Эпюра иллюстрирует участки с максимальными напряжениями σ_r^{\max} ; σ_θ^{\max} и позволяет перейти к оценке местных запасов прочности диска по напряжениям:

$$n_m = \sigma_{d10}/\sigma_{\max}; \quad n_m = \sigma_{r1}/\sigma_{\max}, \quad (24.87)$$

$$n_m \geq [n_m],$$

где n_m — запас прочности (местный); σ_{d10} — предел длительной прочности материала, зависящий от рабочей температуры и длительности работы диска; σ_r — предел текучести материала; σ_{\max} — наибольшее напряжение (радиальное или окружное) на данном радиусе диска, $\sigma_{\max} = \max\{\sigma_r^{\max}; \sigma_\theta^{\max}\}$; $[n_m]$ — допускаемый местный запас прочности, принимаемый обычно $[n_m] = 2$.

Конические диски. Напряжения σ_r и σ_θ на любом радиусе стального конического диска (см. рис. 24.28, б) могут быть вычислены по уравнениям (24.82), (24.83). При этом коэффициенты α и β , зависящие от безразмерных параметров

$$x_r = D/D_kappa; \quad x_\theta = D_\theta/D_kappa, \quad (24.88)$$

находят по графикам (рис. 24.31—24.36), а параметры T и D_kappa определяют по формулам:

$$T = T_kappa = D_kappa^2 (n/1000)^2, \quad (24.89)$$

$$D_kappa = D_1 + (D_2 - D_1) b_1 / (b_1 - b_2), \quad (24.90)$$

где D_kappa — диаметр полного конуса, м; D — диаметр, на котором определяют напряжения, м.

Дальнейший расчет конического диска ничем не отличается от расчета диска постоянной толщины и осуществляется в соответствии с формулами (24.85)–(24.87). Как показывают расчеты, максимальные (окружные) напряжения в коническом диске значительно ниже, чем у диска постоянной толщины (при одинаковых окружных скоростях и внешних нагрузках). Изготовление конического диска нетрудоемко, поэтому конические диски более экономичны и применяются чаще, чем диски постоянной толщины.

Гиперболические диски. Изменение толщины гиперболического диска (см. рис. 24.28, в) по его радиусу описывается уравнением гиперболы

$$b = A/r^a,$$

где A и a — постоянные.

Задаваясь из конструктивных соображений толщинами b_1 и b_2 на радиусах R_1 и R_2 , можно найти значения величины a — показателя гиперболы:

$$b_1 = A/R_1^a; \quad b_2 = A/R_2^a$$

или после почлененного деления

$$b_1/b_2 = (R_1/R_2)^a = (D_1/D_2)^a,$$

т.е.

$$a = \log(b_1/b_2)/\log(D_1/D_2), \quad (24.91)$$

Зная показатель a из (24.91), через коэффициенты $x_r = D/D_kappa$ и $x_\theta = D_\theta/D_kappa$, по рис. 24.37–24.42 находят α и β , а по остальным формулам (24.82), (24.83) вычисляют напряжения на любом радиусе стального гиперболического диска. Параметр T вычисляют при этом по формуле (24.84).

Дальнейший расчет гиперболического диска полностью аналогичен расчету диска постоянной толщины и выполняется согласно формулам (24.85)–(24.87). Как показывают расчеты, значения максимальных окружных напряжений гиперболических дисков еще ниже, чем конических, при одинаковых

окружных скоростях и внешних нагрузках. Поэтому, даже несмотря на некоторую сложность изготовления гиперболического профиля, такие диски нашли широ-

кое применение при конструировании роторов центробежных компрессоров, дисковых распылителей и других быстроходных агрегатов.

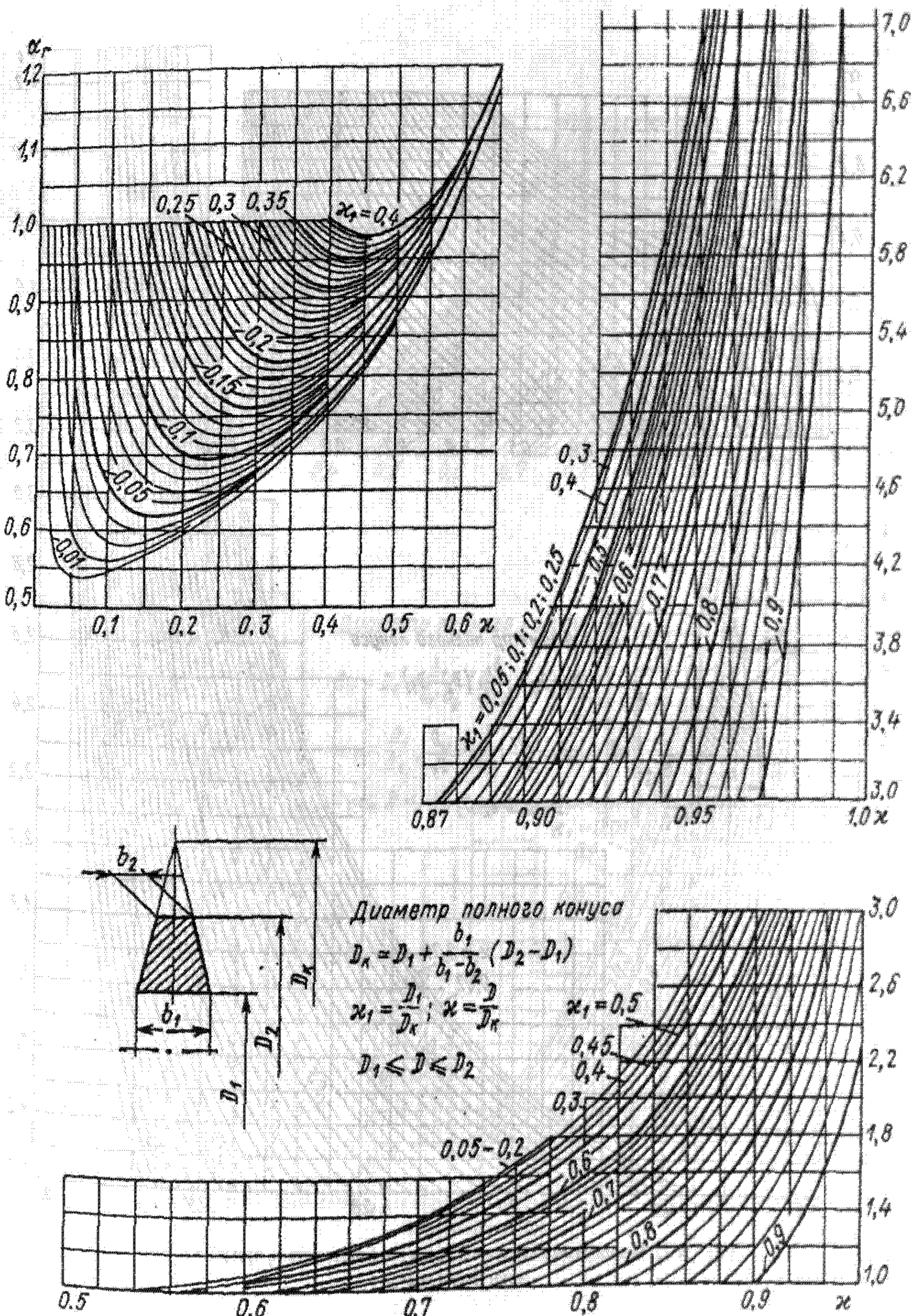


Рис. 24.31. Номограмма для определения коэффициента α_r при расчете конических дисков

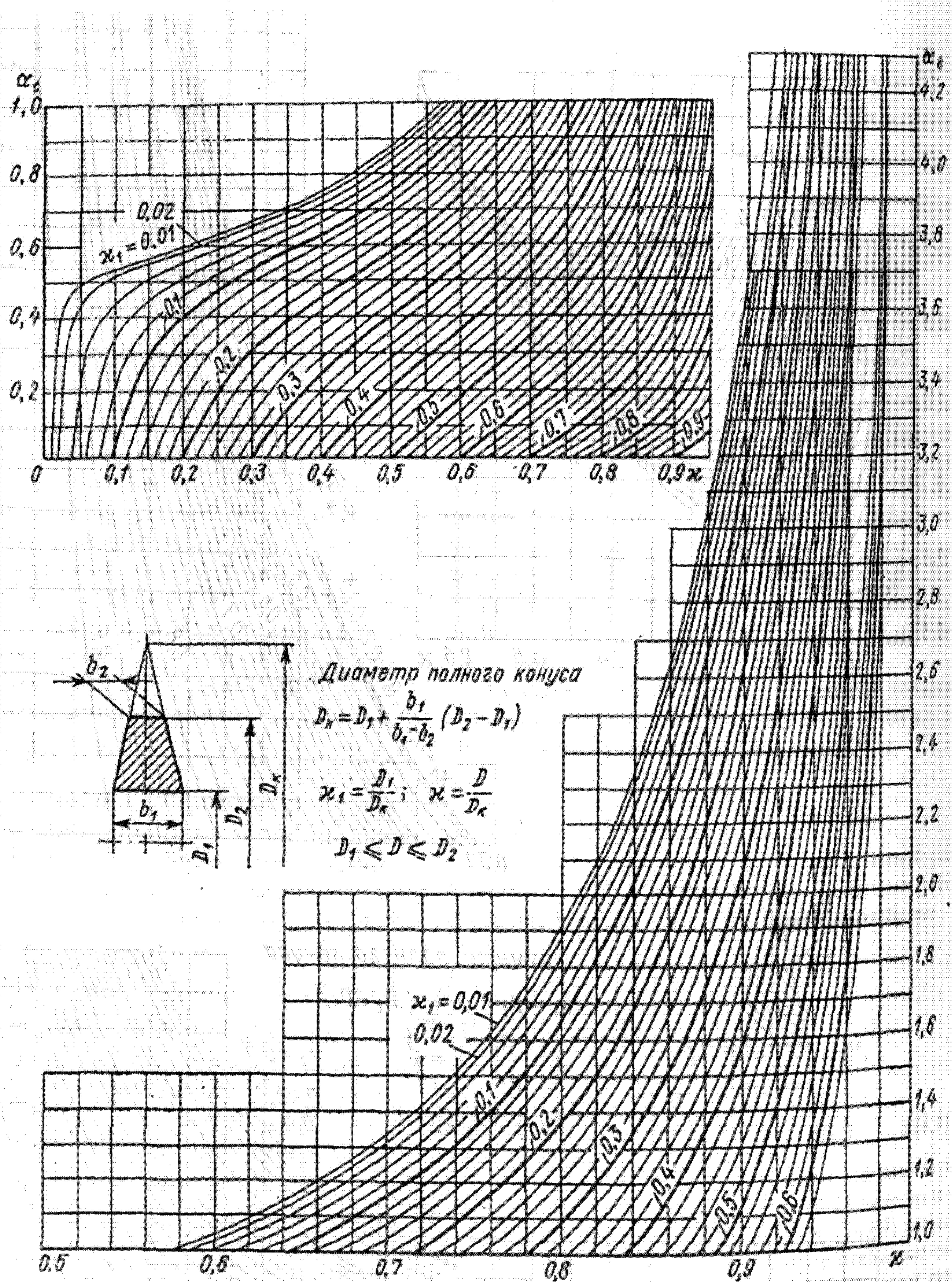


Рис. 24.32. Номограмма для определения коэффициента α , при расчете конических дисков

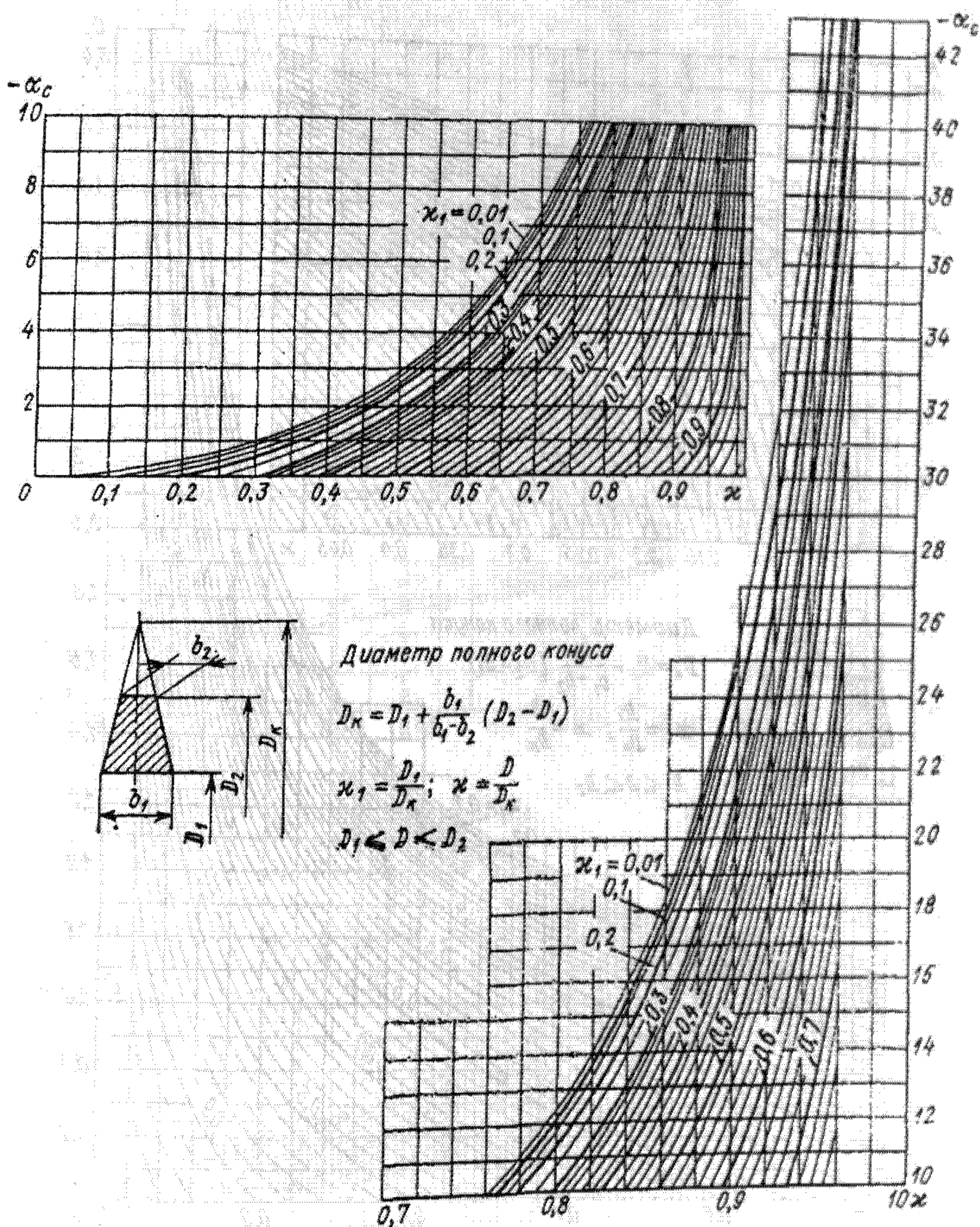


Рис. 24.33. Номограмма для определения коэффициента $-\alpha_c$ при расчете конических дисков

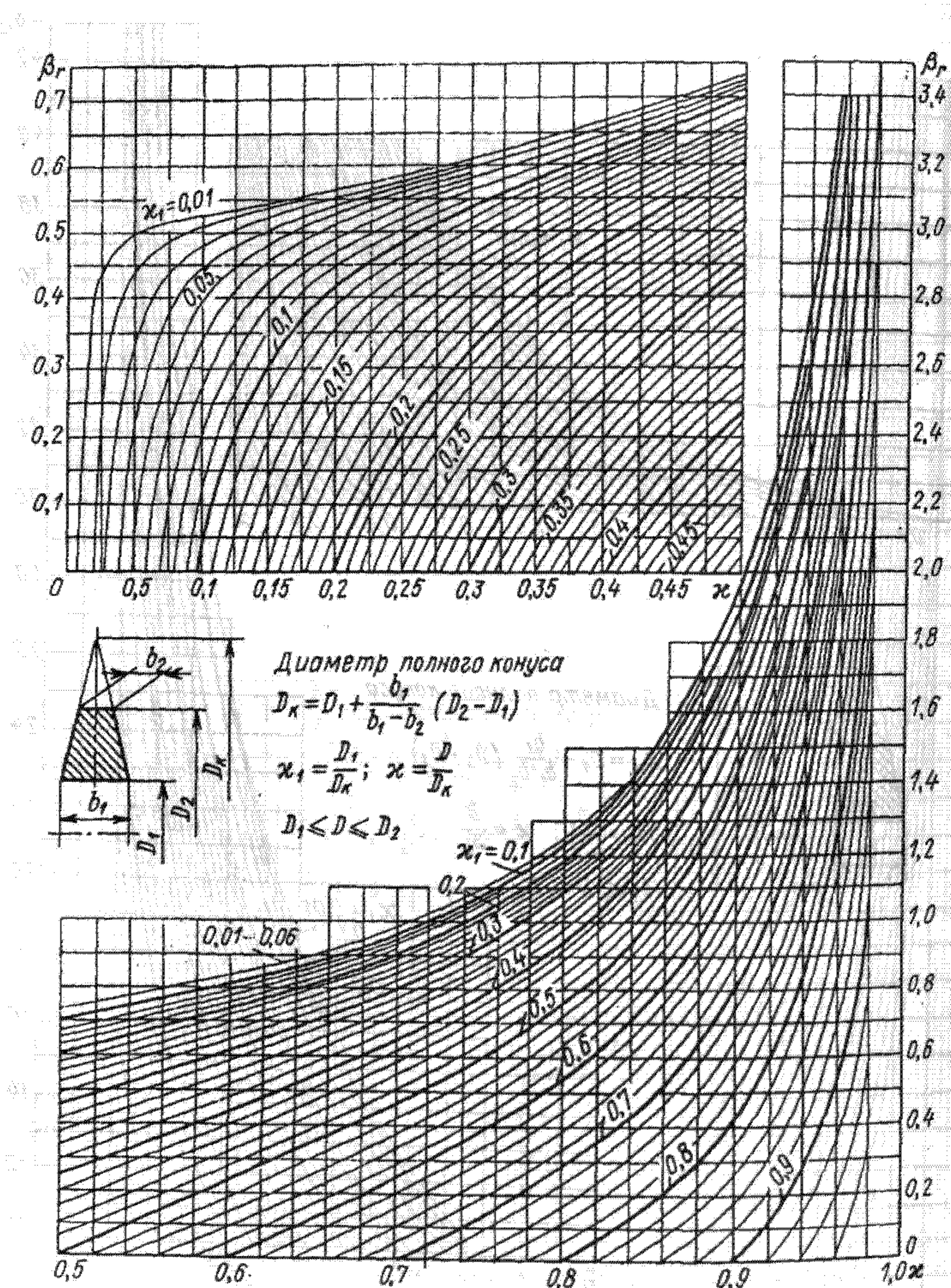


Рис. 24.34. Номограмма для определения коэффициента β , при расчете конических дисков

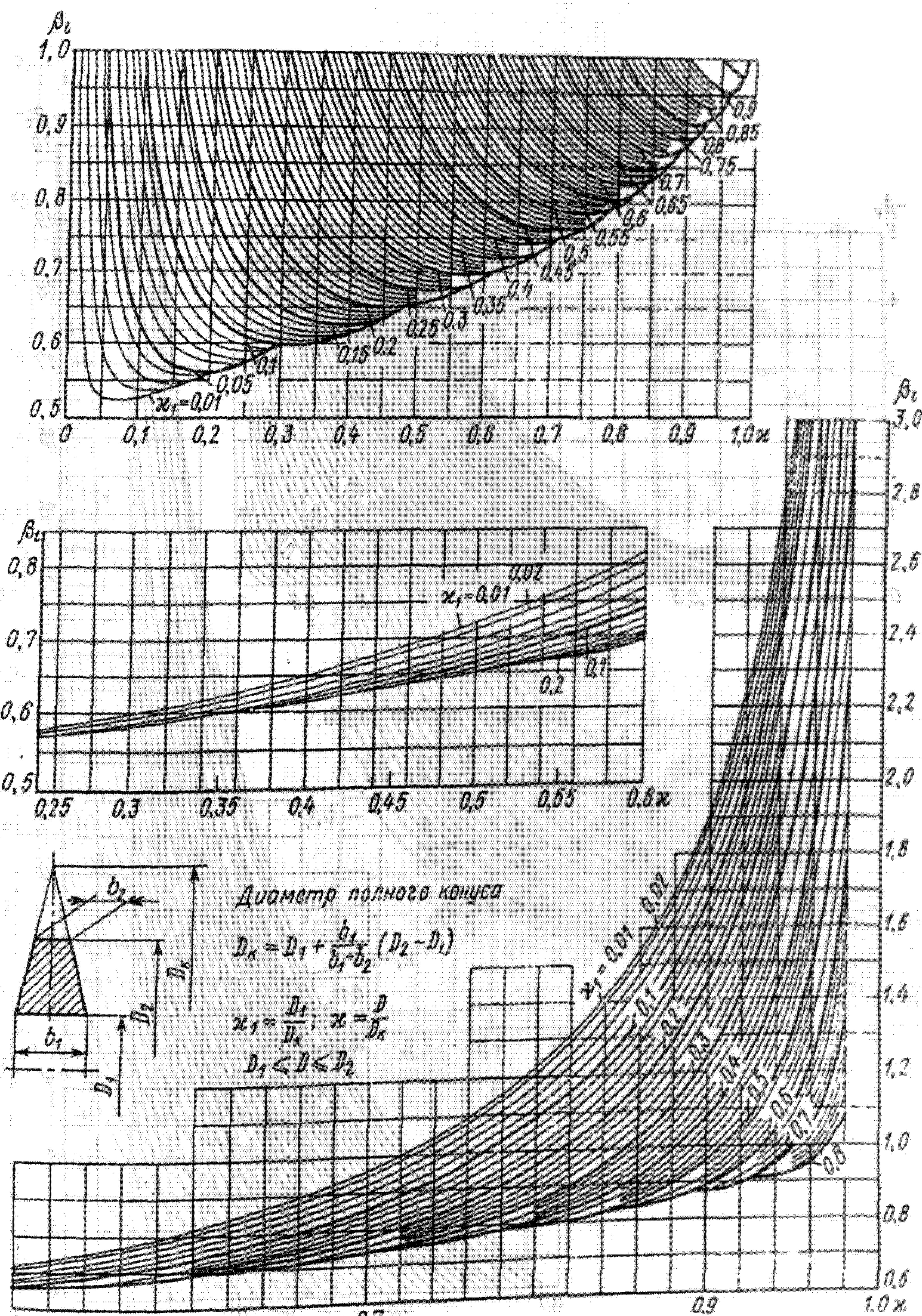


Рис. 24.35. Номограмма для определения коэффициента β , при расчете конических дисков

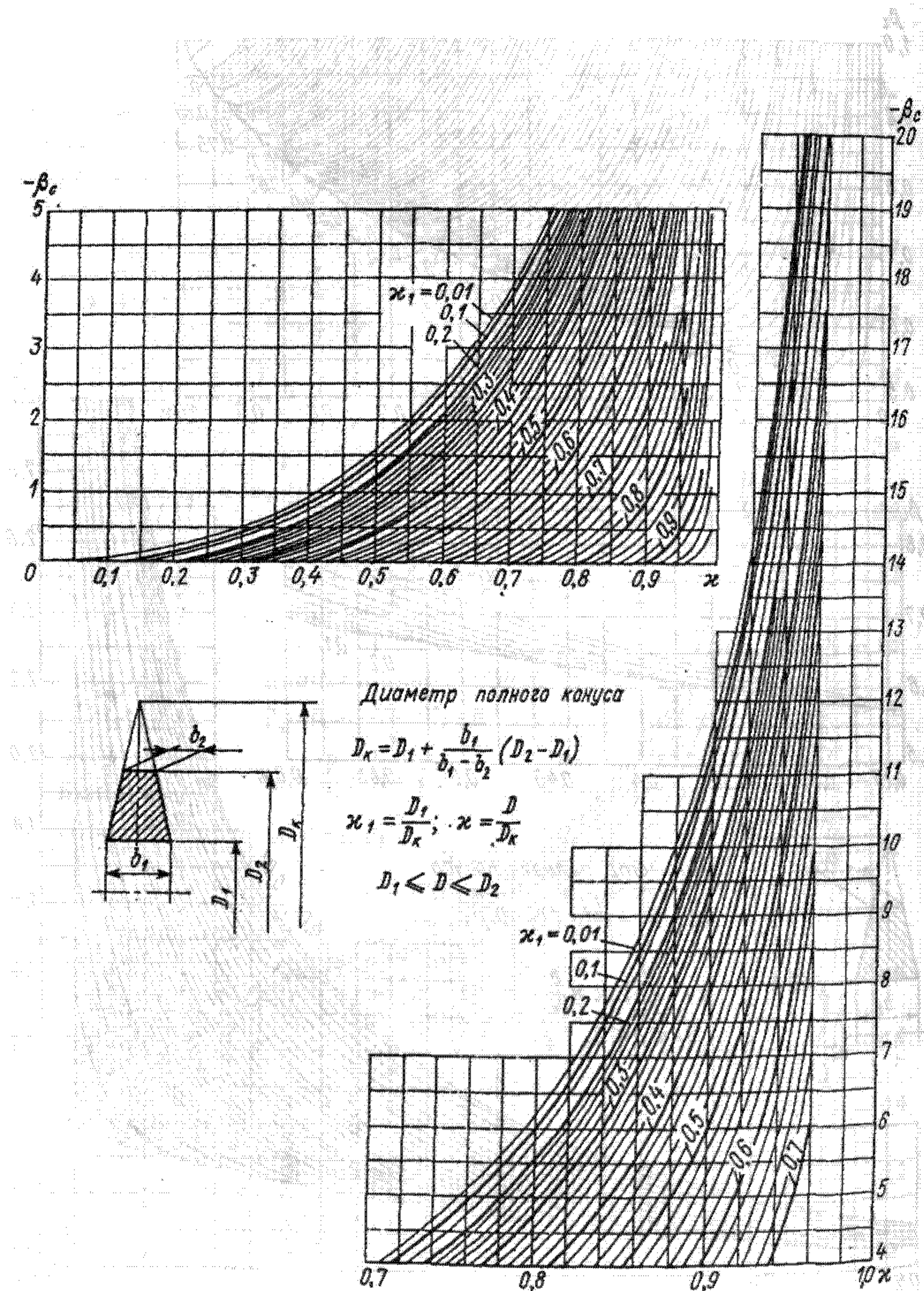


Рис. 24.36. Номограмма для определения коэффициента $-\beta_c$ при расчете конических дисков

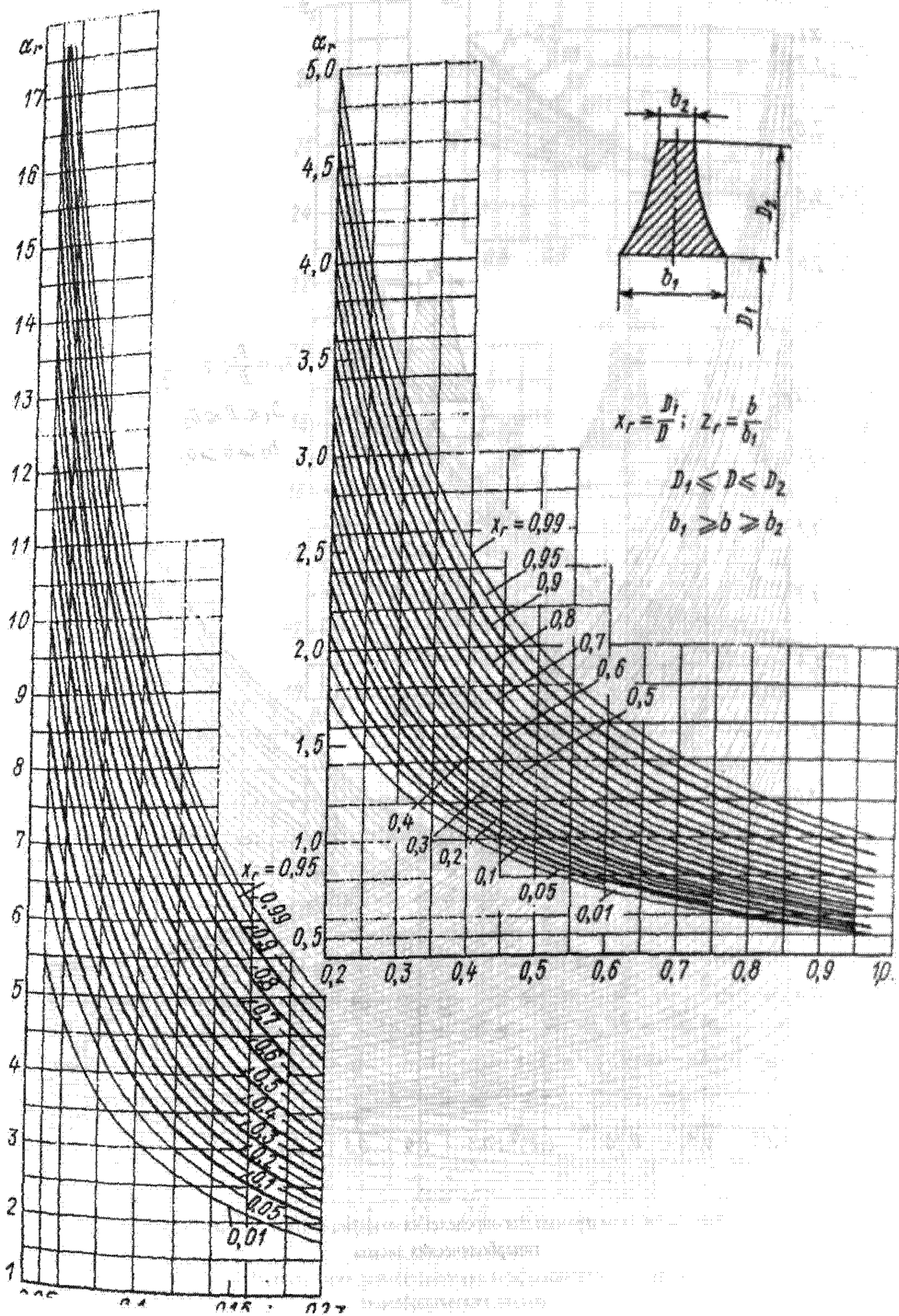


Рис. 24.37. Номограмма для определения коэффициента α_r при расчёте гиперболических дисков

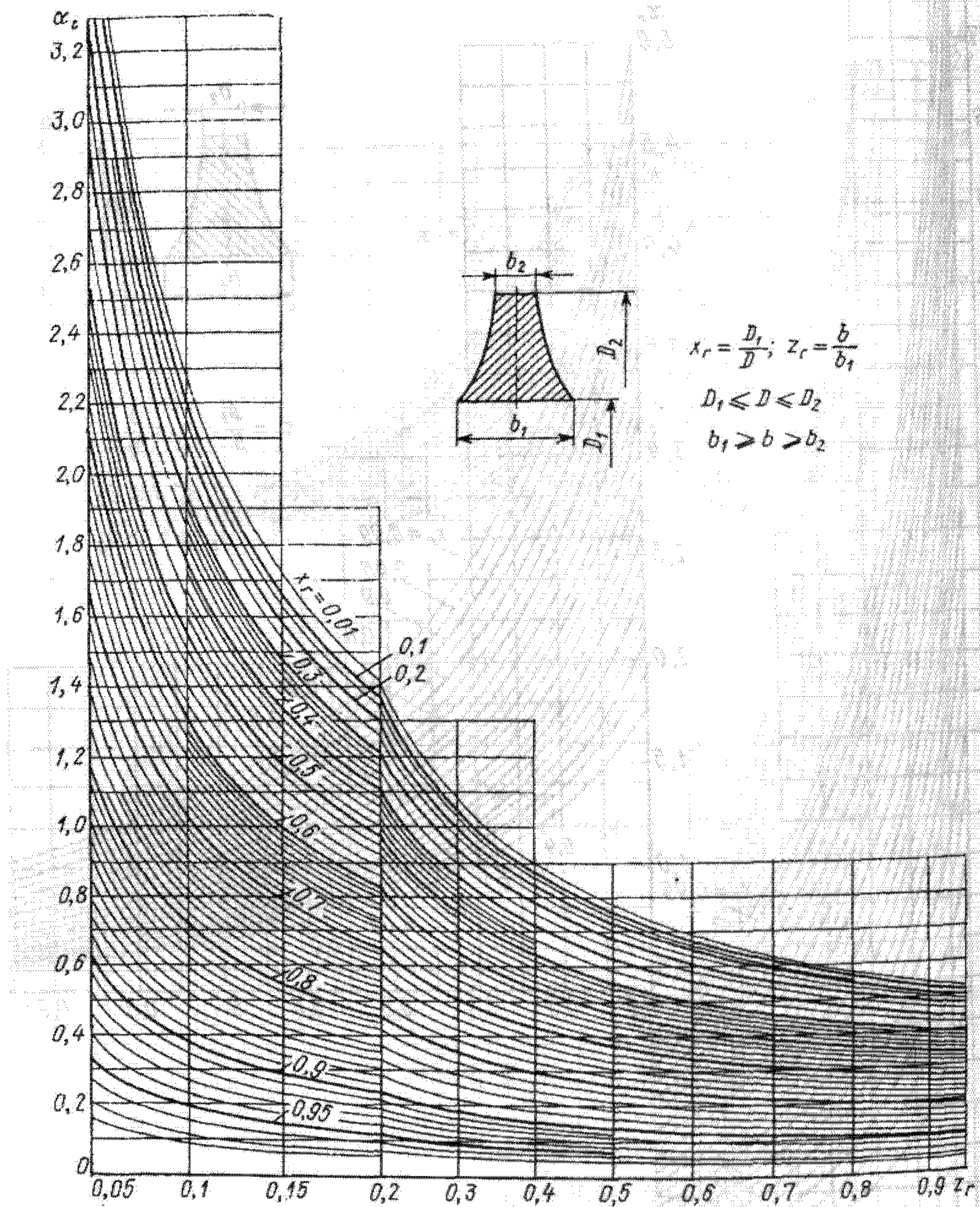


Рис. 24.38. Номограмма для определения коэффициента α_t при расчете гиперболических дисков

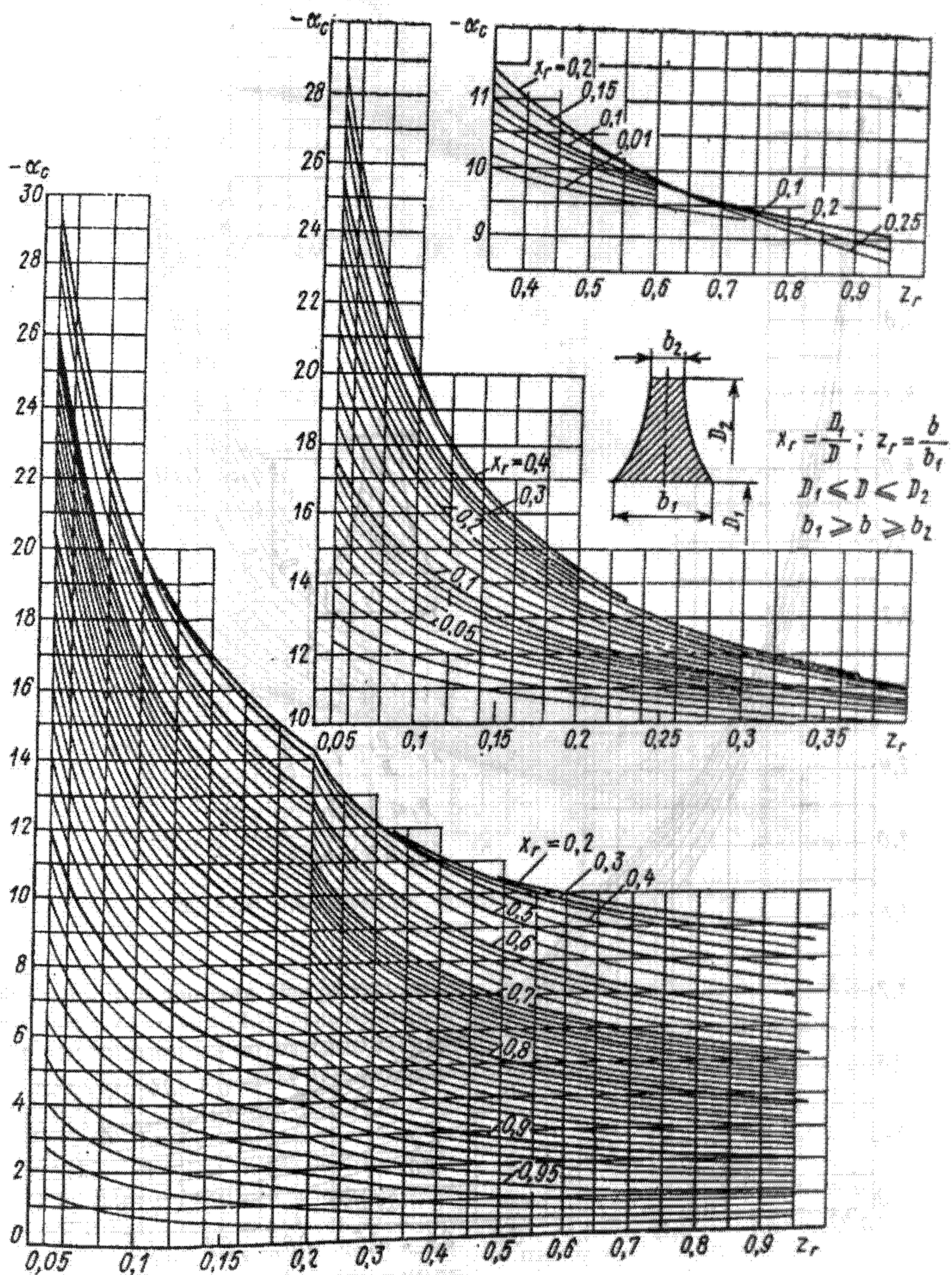


Рис. 24.39. Номограмма для определения коэффициента $-\alpha_c$ при расчете гиперболических дисков

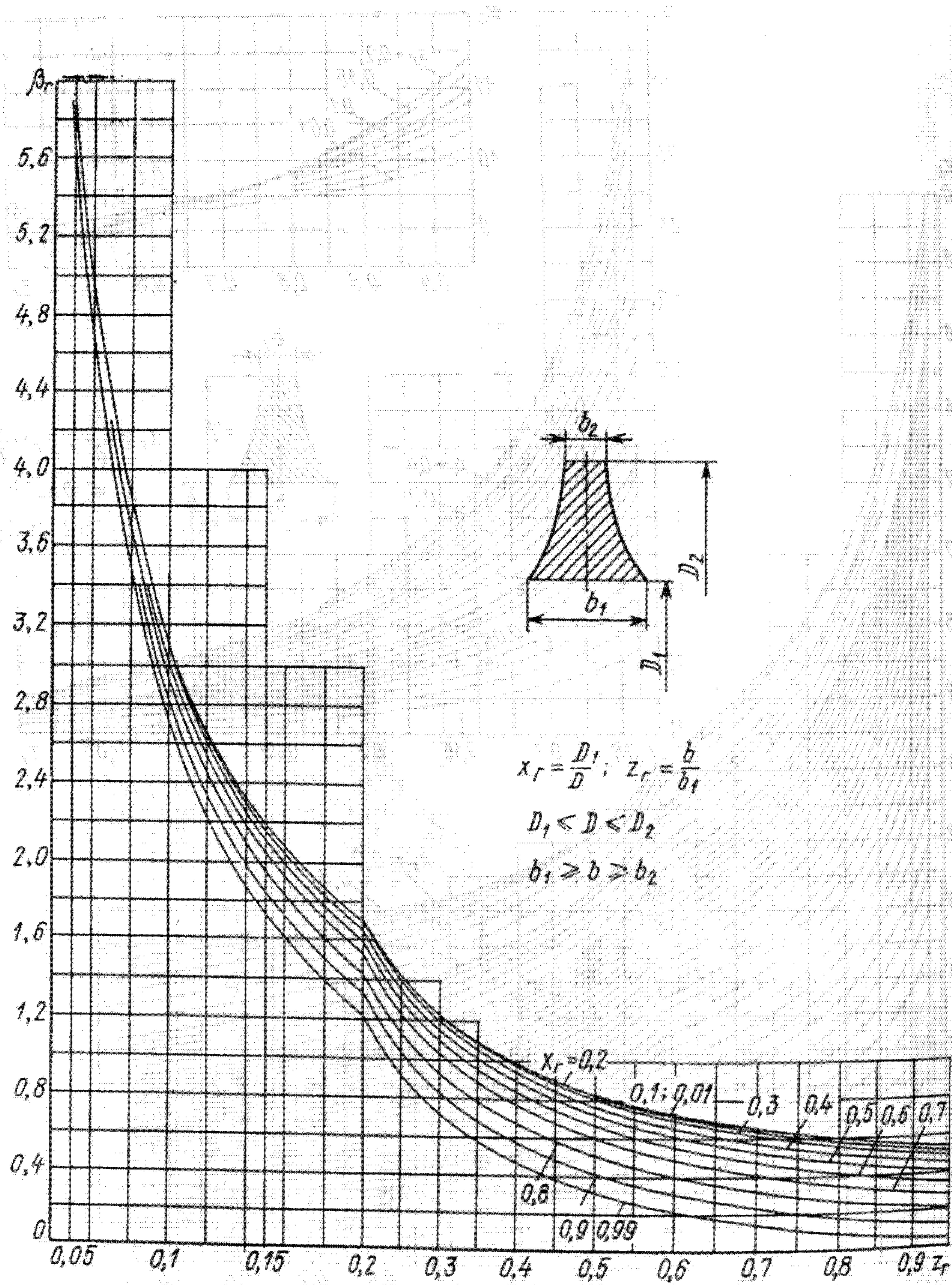


Рис. 24.40. Номограмма для определения коэффициента β_r при расчете гиперболических дисков

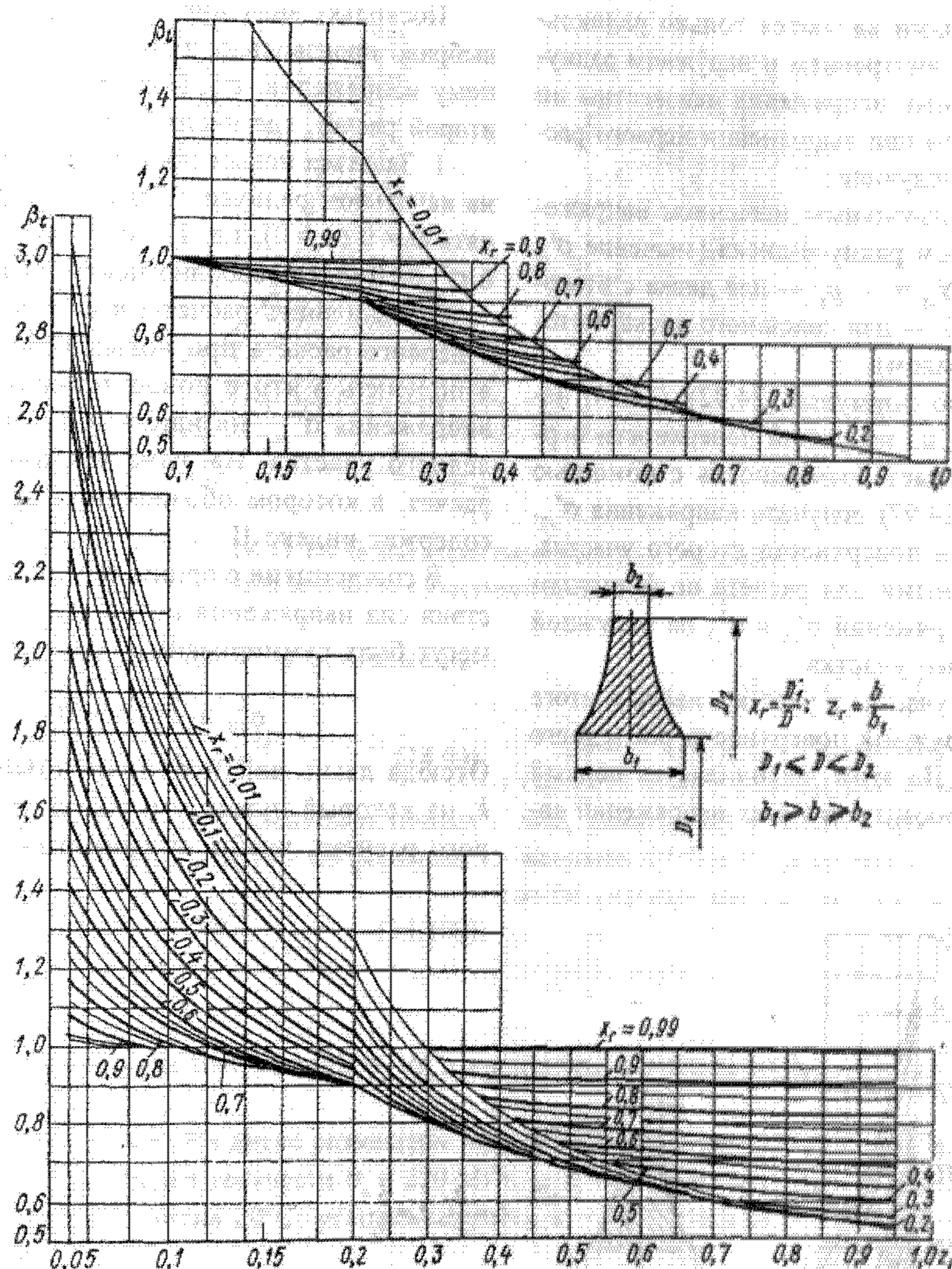


Рис. 24.41. Номограмма для определения коэффициента β , при расчете гиперболических дисков

Диски сложного профиля. При расчете дисков сложного профиля (см. рис. 24.28, г) пользуются методом аппроксимации, когда реальный сложный профиль диска условно заменяют участками простейшего профиля, для которых точное решение известно. В частности, широко применяется разбивка диска сложного профиля на ряд участков постоянной толщины (рис. 24.43) с последовательным применением к каждому i -му участку уравнений (24.82), (24.83), связывающих между собой напряжения σ_{ri}^* , σ_{ri} в начале (радиус r_i) участка с напряжениями $\sigma_{r(i+1)}^*$, $\sigma_{r(i+1)}$ в конце (радиус r_{i+1}) участка:

$$\sigma_{ri(i+1)} = \quad (24.92)$$

$$= \sigma_{ri}^* \alpha_{ri(i+1)} + \sigma_{ri}^* \alpha_{ri(i+1)} + T_{i+1} \alpha_{ri(i+1)}$$

$$\sigma_{ri(i+1)} = \quad (24.93)$$

$$= \sigma_{ri}^* \beta_{ri(i+1)} + \sigma_{ri}^* \beta_{ri(i+1)} + T_{i+1} \beta_{ri(i+1)}$$

где коэффициенты α и β , как и ранее, зависят от

$$x_i = r_i/R, \quad (24.94)$$

а сомножитель

$$T_{i+1} = (2r_{i+1})^2 (n/1000)^2. \quad (24.95)$$

Поскольку на i -м радиусе происходит «скачок» толщины b (см. рис. 24.43), то напряжения σ_{ri} , σ_{ri} в конце i -го участка связаны с напряжениями σ_{ri}^* , σ_{ri}^* в начале i -го участка следующими зависимостями:

$$\sigma_{ri}^* = \sigma_{ri} b_{i-1}/b_i; \quad (24.96)$$

$$\sigma_{ri}^* = \sigma_{ri} + \mu (\sigma_{ri}^* - \sigma_{ri}), \quad (24.97)$$

полученными соответственно из условия равенства радиальных сил и равенства радиальных напряжений на границе «скачка» толщины диска. Чтобы удовлетворить заданным граничным условиям σ_{ri} и σ_{ri}^* , применяют метод двух расчетов.

Так как заданными являются только радиальные напряжения на внутреннем и наружном радиусах диска, а окружные напряжения неизвестны ни на одном радиусе, то при выполнении первого расчета необходимо следующее.

1. Задаться произвольным значением напряжений σ_{r1}^I на начальном радиусе диска (значение σ_{r1}^I задано; например: $\sigma_{r1}^I = -p_1$ — для диска с отверстием; $\sigma_{r1}^I = \sigma_{n1}^I = 0$ — для сплошного диска, выточенного заодно с валом).

2. Вычислить по формулам (24.92), (24.93) напряжения σ_{r2}^I и σ_{n2}^I на наружной поверхности первого участка, что дает возможность с помощью формул (24.96) и (24.97) получить напряжения σ_{r2}^{II} , σ_{n2}^{II} на внутренней поверхности второго участка, являющиеся исходными для расчета по формулам (24.92), (24.93) напряжений σ_{r3}^{II} и σ_{n3}^{II} на наружной поверхности второго участка.

3. Переходя от участка к участку, найти в итоге напряжения на наружной поверхности последнего участка σ_{rn}^I и σ_{rn}^{II} . На этом заканчивается первый расчет, в котором обозначения всех напряжений содержат индекс I.

Поскольку значение σ_{rn}^I в первом расчете было выбрано произвольно, то σ_{rn}^{II} не будет равно заданному напряжению σ_{rn} . Поэтому далее выполняется второй расчет, где необходимо следующее.

1. Задаться новым произвольным значением σ_{rn}^{II} на начальном радиусе R диска и, кроме того, принять $\omega = 0$ ($n = 0$), т.е. $T = 0$ (невращающийся диск) и $\sigma_{rn}^I = 0$ (диск свободно покоятся на валу).

2. Выполнить расчеты в соответствии с пп. 2, 3 первого расчета при новых принятых условиях и получить в итоге новое значение радиального напряжения σ_{rn}^{III} на наружной поверхности последнего участка. На этом заканчивается второй расчет, в котором обозначения всех напряжений содержат индекс II.

В соответствии с принципом независимости действия сил напряжения первого и второго расчетов могут быть суммированы:

$$\sigma_{rn}^I + k \sigma_{rn}^{II} = \sigma_{rn}^*$$
 (24.98)

Отсюда легко найти поправочный коэффициент k , на который нужно умножить напряжения второго расчета, чтобы суммированные с напряже-

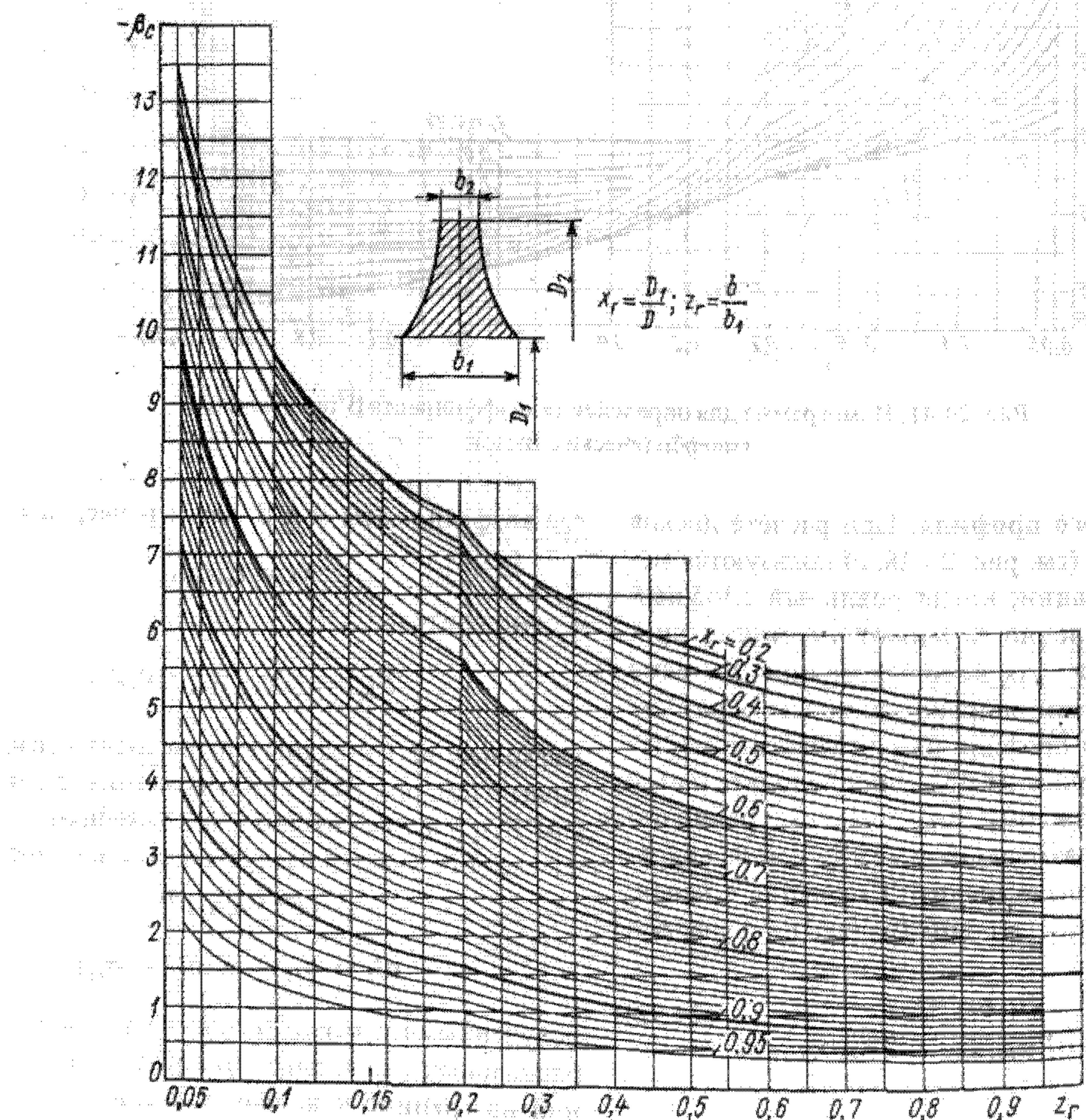


Рис. 24.42. Номограмма для определения коэффициента β_r при расчете гиперболических дисков

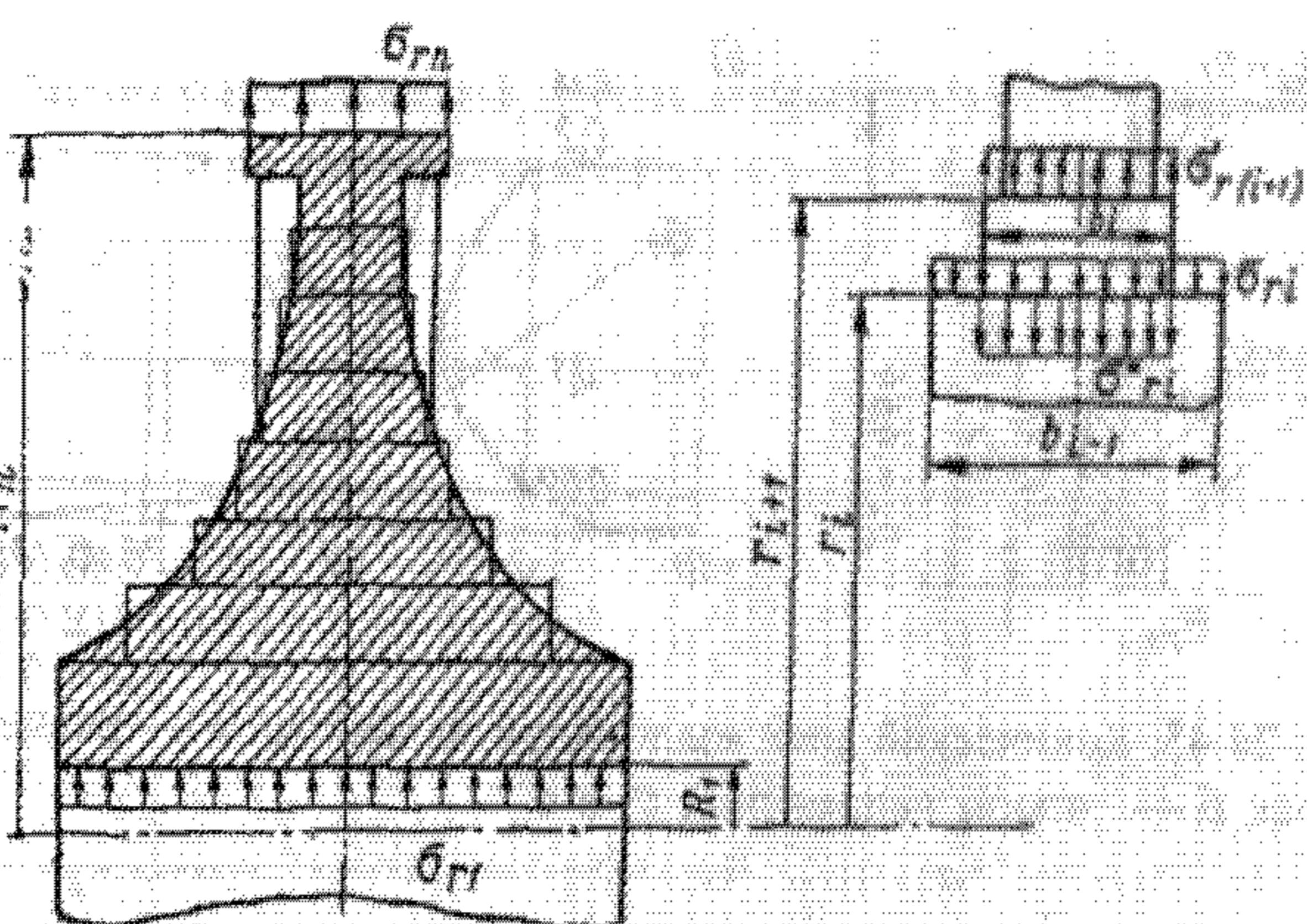


Рис. 24.43. Расчетная схема диска сложного профиля с его аппроксимацией участками постоянной толщины

ниями первого расчета они дали бы истинные напряжения в диске,

$$k = (\sigma_{r,n} - \sigma_{r,n}^I) / \sigma_{r,n}^I \quad (24.99)$$

Расчет диска заканчивается определением истинных напряжений σ_r , σ_t на любом радиусе r по формулам:

$$\sigma_{r,t} = \sigma_{r,t}^I + k \sigma_{r,t}^H \quad (24.100)$$

$$\sigma_{r,t} = \sigma_{r,t}^I + k \sigma_{r,t}^H \quad (24.101)$$

Далее, как и для дисков постоянной толщины, строятся эпюры радиальных и окружных напряжений, выявляются участки с максимальными напряжениями σ_r^{\max} , σ_t^{\max} и по формуле (24.87) оцениваются местные запасы прочности.

Примеры

24.2.1. Построить эпюры напряжений σ_r , σ_t и проверить прочность диска молотковой дробилки (см. рис. 24.22).

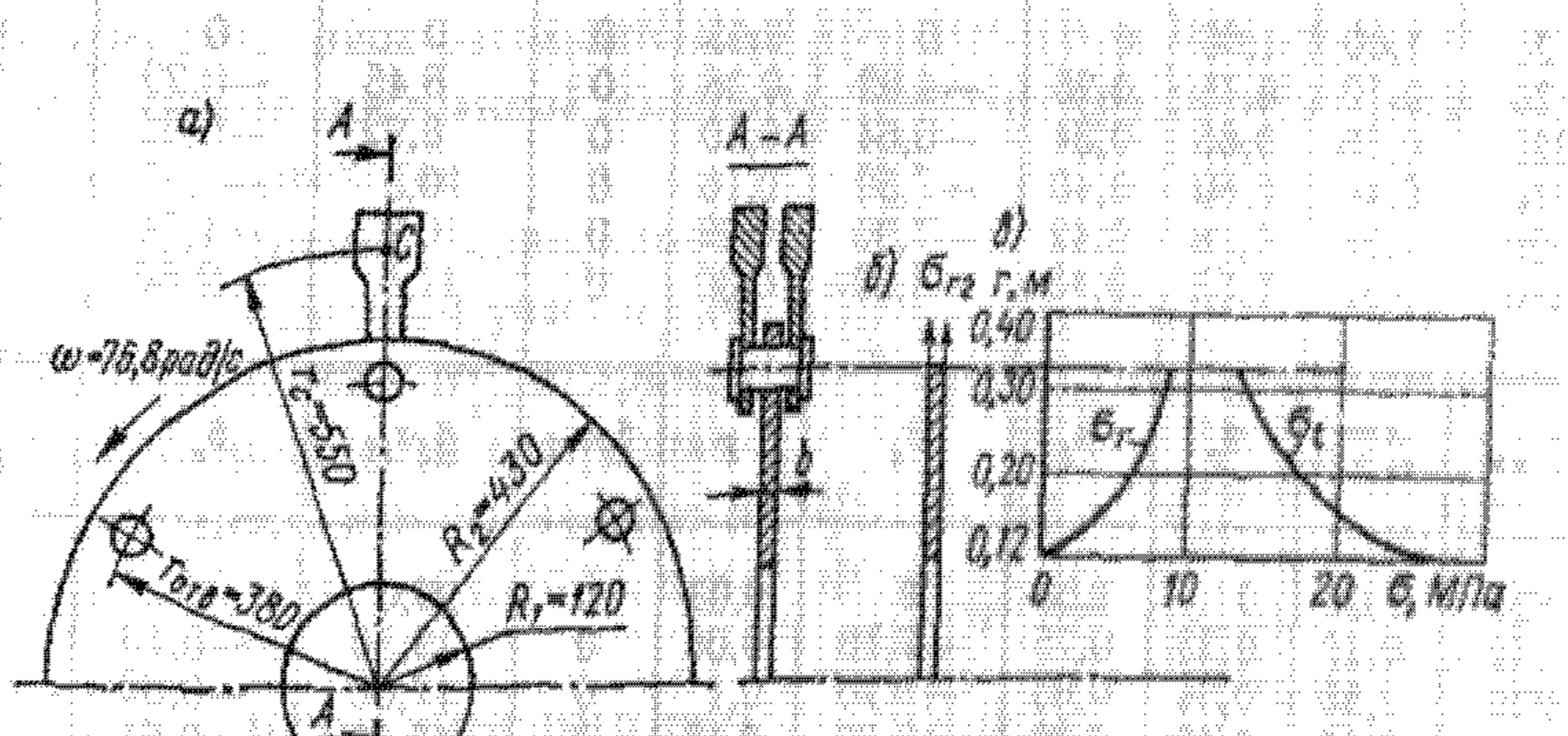
Исходные данные. На диске размещены молотки в количестве $z_m = 12$ с массой $m_m = 10$ кг; материал диска — сталь 20; предел текучести $\sigma_t = 220$ МПа; напряжение на внутренней поверхности диска $\sigma_{r,n} = 0$; рабочая температура диска 20°C; угловая скорость $\omega = 76,8$ рад/с ($n = 735$ об/мин); размеры диска согласно рис. 24.44.

Решение. Как видно из рис. 24.44, диск молотковой дробилки можно привести к расчетной схеме диска постоянной толщины, нагруженного по радиусу $r_{\text{отв}}$ крепления молотков радиальным напряжением

$$\sigma_{r,\text{отв}} = \frac{m_m^2 \omega^2 r_C}{2M_{\text{отв}}} 10^{-6} = \frac{10 \cdot 12 \cdot 76,8^2 \cdot 0,55 \cdot 10^{-6}}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,38 \cdot 0,02} = 0,1 \text{ МПа},$$

а по внутреннему радиусу R_1 — радиальным напряжением $\sigma_{r,n} = 0$.

Для построения эпюр напряжений σ_r , σ_t по радиусу диска необходимо знать $\sigma_{t,n}$ — тангенциальное напряжение на внутреннем радиусе диска R_1 . Найдем его значение из граничного условия $\sigma_r = \sigma_t = 9,1$ МПа при $r = r_{\text{отв}} = 380$ мм, тогда $x = R_1/r = 120/380 = 0,32$; $T = (2r)^2 (n/1000)^2 = (2 \cdot 0,38)^2 (735/1000)^2 \approx 0,3$.

24.44. Диск молотковой дробилки: а — эскиз; б — расчетная схема; в — эпюры напряжений σ_r и σ_t

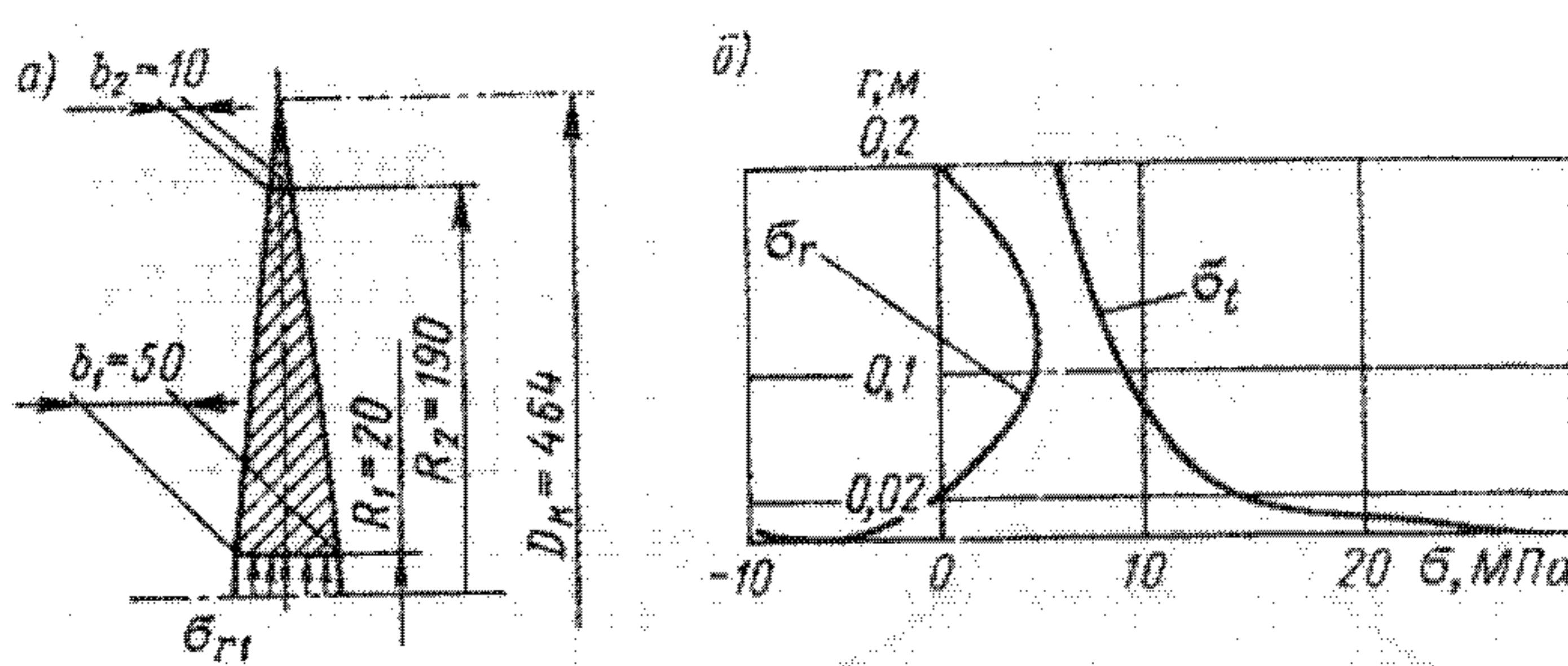


Рис. 24.45. Конический диск коллоидной мельницы: а — расчетная схема; б — эпюры напряжений σ_r и σ_t .

Согласно рис. 24.30, $\alpha_c = -8,3$; $\alpha_r = f(x) = f(0,32)$, откуда $\alpha_r = 0,554$; $\alpha_t = f(x) = f(0,32)$, откуда $\alpha_t = 0,448$. Подставим эти параметры в уравнение (24.82): $\sigma_{\text{отв}} = 9,1 = 0,554 \cdot 0 + 0,448\sigma_n + (-8,3) 0,3$, откуда $\sigma_n = (9,1 + 8,3 \cdot 0,3)/0,448 = 26$ МПа.

Дальнейшие расчеты по уравнениям (24.82), (24.83) целесообразно вести в табличной форме (табл. 24.14).

Таким образом, как видно из табл. 24.14 и эпюры напряжений (см. рис. 24.44, б), наиболее нагруженной является внутренняя поверхность диска радиусом R_1 , где $\sigma_{\text{max}} = \sigma_r^{\text{max}} = 26$ МПа. Местный запас прочности диска составляет согласно формуле (24.87) $n_m = \sigma_t/\sigma_{\text{max}} = 220/26 = 8,46$, что значительно больше допускаемого $[n] = 2$.

24.2.2. Рассчитать на прочность конический диск коллоидной мельницы.

Исходные данные. Угловая скорость вращения $\omega = 314$ рад/с ($n = 3000$ об/мин), радиальные напряжения от посадки диска на вал $\sigma_n = -10$ МПа, напряжения на внешнем контуре $\sigma_{\text{t2}} = 0$, материал диска — сталь 15Х5М, предел текучести $\sigma_t = 220$ МПа при $t = 20^\circ\text{C}$, размеры диска указаны на рис. 24.45.

Решение. Чтобы воспользоваться уравнениями (24.82), (24.83) для конического диска, необходимо предварительно вычислить ряд вспомогательных величин и коэффициентов. Диаметр полного конуса согласно формуле (24.90)

$$D_k = D_1 + (D_2 - D_1) b_1 / (b_1 - b_2) = 40 + (380 - 40) 50 / (50 - 10) = 464 \text{ мм.}$$

Численные значения безразмерных параметров, определяемых по формулам (24.88): $\bar{x} = D/D_k$; $\bar{x}_1 = D_1/D_k$, указаны в табл. 24.15.

Найдем из граничного условия $\sigma_{\text{t2}} = 0$ и уравнения (24.82) необходимое для дальнейших расчетов значение тангенциального напряжения σ_{t1} :

$$\sigma_{\text{t2}} = \alpha_r(R_2)\sigma_{\text{r1}} + \alpha_t(R_2)\sigma_{\text{t1}} + \alpha_c(R_2)T_k = 0.$$

Таблица 24.14
Расчет радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений
в диске постоянной толщины

r , мм	$\frac{x}{R_1/r}$	α_r	α_t	α_c	T	$\alpha_r \sigma_{\text{r1}}$	$\alpha_t \sigma_{\text{t1}}$	$\alpha_c T$	σ_{t1} , МПа
120	1,00	1,00	0	0	0,03	0	0	0	0
170	0,70	0,75	0,25	-4,92	0,06	0	6,45	-0,29	6,2
220	0,55	0,65	0,34	-6,64	0,10	0	8,92	-0,66	8,3
270	0,44	0,60	0,40	-7,50	0,16	0	10,3	-1,20	9,1
320	0,38	0,58	0,42	-7,90	0,22	0	10,9	-1,74	9,1
380	0,32	0,55	0,45	-8,20	0,30	0	11,6	-2,50	9,1

r , мм	$\frac{x}{R_1/r}$	β_r	β_t	β_c	T	$\beta_r \sigma_{\text{r1}}$	$\beta_t \sigma_{\text{t1}}$	$\beta_c T$	σ_{t1} , МПа
120	1,00	0	1,00	0	0,03	0	26,0	0	26,0
170	0,70	0,25	0,75	-2,10	0,06	0	19,50	-0,13	19,4
220	0,55	0,34	0,65	-3,20	0,1	0	17,00	-0,32	16,7
270	0,44	0,40	0,60	-3,80	0,16	0	15,60	-0,61	15,0
320	0,38	0,42	0,58	-4,10	0,22	0	15,00	-0,91	14,0
380	0,32	0,45	0,55	-4,46	0,30	0	14,40	-1,33	13,0

Таблица 24.15

Расчет радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений в коническом диске при $\omega = D_1/D_k = 0,086$

$r, \text{мм}$	R_1/r	D/D_k	α_r	α_t	α_c	T_k	$\alpha_r \sigma_{r1}$	$\alpha_t \sigma_{t1}$	$\alpha_c T_k$	$\sigma_r, \text{МПа}$
20	1,00	0,086	1,00	0	0	1,94	-10,0	0	0	-10
50	0,40	0,215	0,65	0,48	-0,5	1,94	-6,5	12,8	-0,97	5,3
100	0,20	0,430	0,78	0,68	-2,0	1,94	-7,8	18,2	-3,88	6,5
150	0,13	0,646	1,17	1,03	-5,6	1,94	-11,7	27,6	-10,80	5,1
190	0,10	0,820	2,20	1,88	-14,7	1,94	-22,0	50,4	-28,50	0

$r, \text{мм}$	R_1/r	D/D_k	β_r	β_t	β_c	T_k	$\beta_r \sigma_{r1}$	$\beta_t \sigma_{t1}$	$\beta_c T_k$	$\sigma_t, \text{МПа}$
20	1,00	0,086	0	1,00	0	1,94	0	26,8	0	26,8
50	0,40	0,215	0,45	0,62	-0,25	1,94	-4,5	16,6	-0,50	11,6
100	0,20	0,430	0,64	0,66	-1,00	1,94	-6,4	17,7	-1,94	9,4
150	0,13	0,645	0,85	0,81	-3,00	1,94	-8,5	21,7	-5,80	7,4
190	0,10	0,820	1,30	1,19	-6,70	1,94	-13,0	31,9	-13,00	5,9

где $T_k = D^2 (n/1000)^2 = 0,464^2 (3000/1000)^2 = 1,94$; коэффициенты же $\alpha_{r(R2)}$, $\alpha_{t(R2)}$, $\alpha_{c(R2)}$ определим по рис. 23.31—24.36 в зависимости от безразмерных параметров:

$$\kappa_1 = D_1/D_k = 40/464 = 0,086; \quad \kappa = D_2/D_k = 380/464 = 0,82.$$

Для этих значений κ_1 и κ $\alpha_{r(R2)} = 2,19$; $\alpha_{t(R2)} = 1,88$; $\alpha_{c(R2)} = -14,7$.

Тогда $\sigma_{t1} = (\sigma_{r2} - \alpha_{r(R2)} \sigma_{r1} - \alpha_{c(R2)} T_k) / \alpha_{t(R2)} = [0 - 2,19 (-10) - (-14,7) 1,94] / 1,88 = 26,8 \text{ МПа}$.

Напряжения σ_r и σ_t на любом радиусе диска легко найти по формулам (24.82), (24.83):

$$\sigma_r = \alpha_r \sigma_{r1} + \alpha_t \sigma_{t1} + \alpha_c T_k; \quad \sigma_t = \beta_r \sigma_{r1} + \beta_t \sigma_{t1} + \beta_c T_k.$$

Результаты расчетов представлены в табл. 24.15. Как и в примере 24.2.1, наиболее нагруженной оказалась внутренняя цилиндрическая поверхность диска, где $\sigma_{max} = \sigma_{rmax} = 26,8 \text{ МПа}$. Местный запас прочности диска в соответствии с формулой (24.87) составляет $n_m = \sigma_{max}/\sigma_{allow} = 220/26,8 = 8,22$, что больше допускаемого коэффициента запаса $[n] = 2$.

24.2.3. Построить эпюру напряжений σ_r и σ_t и проверить прочность диска распылительной сушилки.

Исходные данные. Угловая скорость $\omega = 1610 \text{ рад/с}$ ($n = 15365 \text{ об/мин}$); диск изготовлен из стали 16ГС; размеры диска указаны на рис. 24.46, а; радиальные напряжения от посадки ступицы диска на вал $\sigma_{r1} = -5 \text{ МПа}$; напряжение на внешнем контуре $\sigma_{rmax} = 0$; предел текучести материала диска при $t = 20^\circ\text{C}$ $\sigma_{allow} = 280 \text{ МПа}$.

Решение. Как известно, диск распылительной сушилки представляет собой диск сложного профиля, состоящий из двух дисков постоянной толщины. Поэтому при расчете воспользуемся уравнениями (24.92)–(24.97) метода двух расчетов.

Первый расчет. На внутренней поверхности диска (ступицы) радиусом R_1 (первый участок) зададимся произвольным значением σ_{r1}^1 , например $\sigma_{r1}^1 = 30 \text{ МПа}$. Это даст возможность для различных значений радиуса ступицы, как это сделано в примере 24.3.1, вычислить σ_r^1 и σ_t^1 (табл. 24.16, первый участок).

При переходе к расчету диска, имеющего толщину $b_2 = 13,5 \text{ мм}$ (табл. 24.16, второй участок) с учетом резкого скачка значений его толщины от

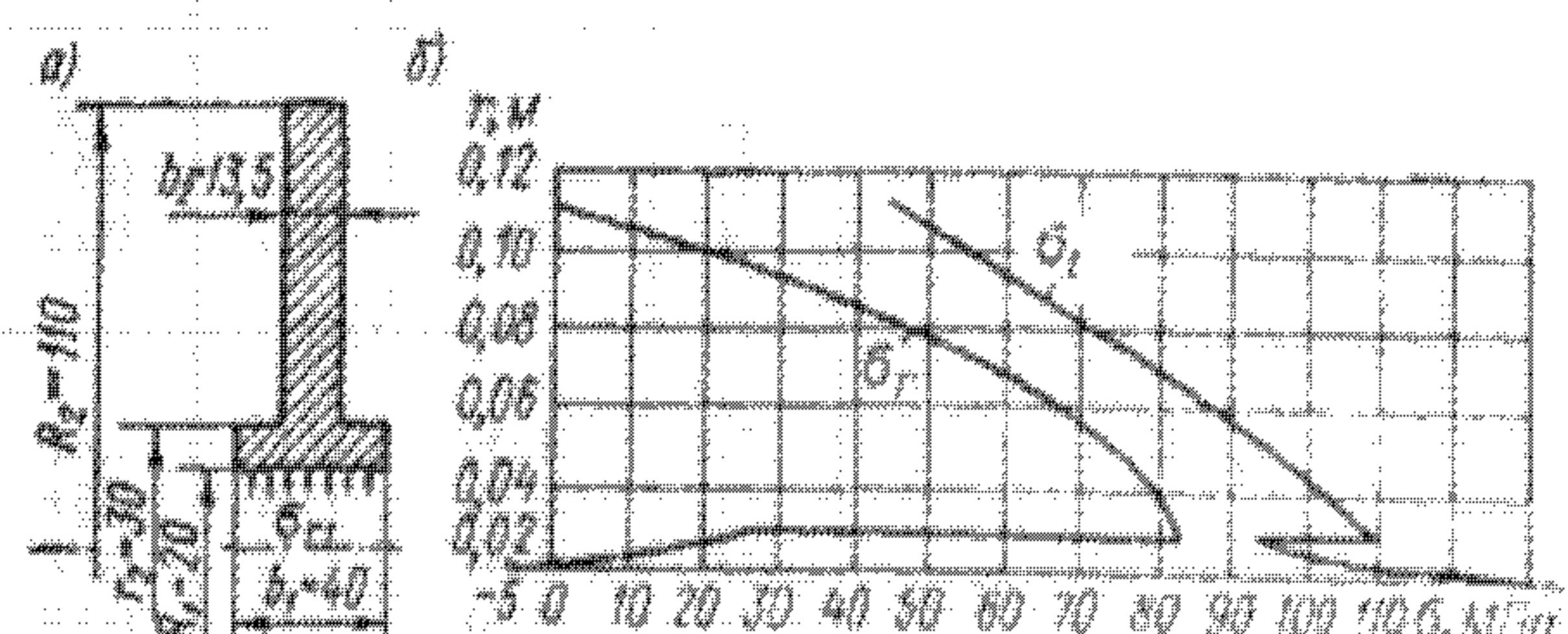


Рис. 24.46. Ступенчатый диск распылительной сушилки: а — расчетная схема; б — эпюры напряжений σ_r и σ_t

$b_1 = 40$ мм до $b_2 = 13,5$ мм, необходимо по формулам (24.96) и (24.97) для внутренней поверхности диска с $b_2 = 13,5$ мм вычислить новые значения σ_r^{I*} и σ_t^{I*} с помощью уже известных σ_r^I и σ_t^I на наружной поверхности диска с толщиной $b_1 = 40$ мм. В нашем случае при $r = r_2^2 = 30$ мм; $\sigma_r^I = 0,14$ МПа; $\sigma_t^I = 18,6$ МПа:

$$\sigma_r^{I*} = \sigma_r^I b_1 / b_2 = 0,14 \cdot 40 / 13,5 = 0,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_t^{I*} = \sigma_t^I + \mu (\sigma_r^{I*} - \sigma_r^I) = 18,6 + 0,3 (0,4 - 0,14) = 18,7 \text{ МПа},$$

Именно эти значения напряжений указаны при радиусе $r = r_2 = 30$ мм в табл. 24.16, второй участок.

Зная эти напряжения, далее по формулам (24.92), (24.93) рассчитываем напряжения σ_r^I и σ_t^I на радиусах 40; 50; 60; 80; 110 мм (см. табл. 24.16, второй участок), определяя для них коэффициенты α и β , как для самостоятельного диска постоянной толщины при $R_1 = r_2 = 30$ мм; $R_2 = 110$ мм.

Второй расчет. Зададимся новым произвольным значением $\sigma_{r,n}^{II} = 60$ МПа, кроме того, положим $\nu = 0$, $T = 0$, $\sigma_{t,n}^{II} = 0$ (невращающийся диск, свободно посаженный на вал).

Дальнейшие расчеты выполняются по тем же формулам (24.92)–(24.97), и их результаты для удобства сведены в табл. 24.17, в которой приведены значения напряжений σ_r^{II} и σ_t^{II} для различных радиусов.

Поправочный коэффициент по формуле (24.99)

$$k = (\sigma_{r,n}^{II} - \sigma_{r,n}^I) / \sigma_{r,n}^{II} = [0 - (-88,1)] / 50,5 = 1,74,$$

так как напряжение на наружном контуре диска $\sigma_{r,n} = 0$ и согласно табл. 24.16, 24.17 для $R_2 = 110$ мм $\sigma_r^I = -88,1$ МПа; $\sigma_t^I = 50,5$ МПа.

Истинные значения σ_r и σ_t для различных радиусов диска определяются по формулам (24.100) и (24.101). Результаты вычислений сведены в табл. 24.18.

Как видно из эпюор напряжений (см. рис. 24.46, б), наиболее нагруженной оказалась внутренняя поверхность ступицы диска при $r = R_1 = 20$ мм, где $\sigma_r = \sigma_{r,\max} = 134$ МПа. Учитывая, что для стали 16ГС $\sigma_s = 280$ МПа, коэффициент запаса прочности (местный) по формуле (24.87) $n_s = \sigma_s / \sigma_{\max} = 280 / 134 = 2,08$, т.е. условие (24.87) местной прочности рассмотренного диска распылительной сушилки по пределу текучести выполняется, $[n_s] = 2$.

Таблица 24.16

Первый расчет радиальных σ_r^I и тангенциальных σ_t^I напряжений в диске сложного профиля

Участки	r , мм	$x = R_1/r$	α_r	α_t	α_c	τ	$\alpha_r \sigma_{r1}^I$	$\alpha_t \sigma_{t1}^I$	$\alpha_c \tau$	σ_r^I , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	1,00	0	0	0,38	-5,00	0	0	-5,00
	25	0,80	0,82	0,17	-3,6	0,59	-4,10	5,10	-2,10	-1,00
	30	0,67	0,73	0,27	-5,4	0,85	-3,65	8,10	-4,59	0,14
Второй ($R_1 = r_2 = 30$ мм)	30	1,00	1,00	0	0	0,85	0,40	0	0	0,40
	40	0,75	0,78	0,21	-4,3	1,50	0,31	3,93	-6,45	-2,20
	50	0,60	0,68	0,31	-6,2	2,35	0,27	5,80	-14,60	-8,53
	60	0,50	0,63	0,37	-7,1	3,38	0,25	6,92	-24,00	-16,83
	80	0,38	0,57	0,42	-7,8	6,00	0,23	7,85	-46,80	-38,70
	110	0,27	0,54	0,46	-8,5	11,40	0,22	8,60	-96,90	-88,10
Участки	r , мм	$x = R_1/r$	β_r	β_t	β_c	τ	$\beta_r \sigma_{r1}^I$	$\beta_t \sigma_{t1}^I$	$\beta_c \tau$	σ_r^I , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	0	1,00	0	0,38	0	30,0	0	30,00
	25	0,80	0,17	0,82	-1,4	0,50	-0,850	24,6	-0,83	23,00
	30	0,67	0,27	0,73	-2,3	0,85	-1,350	21,9	-1,96	18,60
Второй ($R_1 = r_2 = 30$ мм)	30	1,00	0	1,00	0	0,85	0	18,7	0	18,70
	40	0,75	0,21	0,78	-1,75	1,50	0,084	14,6	-2,63	12,04
	50	0,60	0,31	0,68	-2,85	2,35	0,124	12,7	-6,70	6,12
	60	0,50	0,37	0,63	-3,5	3,38	0,148	11,8	-11,80	0,15
	80	0,38	0,42	0,57	-4,2	6,00	0,168	10,7	-25,20	-14,40
	110	0,27	0,46	0,54	-4,7	11,40	0,184	10,1	-53,40	-43,20

Таблица 24.17

**Второй расчет радиальных σ_r^I и тангенциальных σ_t^I напряжений
в диске сложного профиля**

Участки	r , мм	$\frac{x}{R_1/r}$	a_r	a_t	$a_r a_{r1}^{II}$	$a_t a_{t1}^{II}$	σ_r^{II} , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	1,00	0	0	0	0
	25	0,80	0,82	0,17	0	10,2	10,2
	30	0,67	0,73	0,27	0	16,2	16,2
Второй ($R_1 = r_4 = 30$ мм)	30	1,00	1,00	0	48,0	0	48,0
	40	0,75	0,78	0,21	37,4	11,2	48,6
	50	0,60	0,68	0,31	32,6	16,5	39,1
	60	0,50	0,63	0,37	30,2	19,7	49,9
	80	0,38	0,57	0,42	27,4	22,4	49,8
	110	0,27	0,54	0,46	26,0	24,6	50,5
Участки	r , мм	$\frac{x}{R_1/r}$	β_r	β_t	$\beta_r a_{r1}^{II}$	$\beta_t a_{t1}^{II}$	σ_t^{II} , МПа
Первый ($R_1 = 20$ мм)	20	1,00	0	1,00	0	60,0	60,0
	25	0,80	0,17	0,82	0	49,2	49,2
	30	0,67	0,27	0,73	0	43,8	43,8
Второй ($R_1 = r_2 = 30$ мм)	30	1,00	0	1,0	0	53,3	53,3
	40	0,75	0,21	0,78	10,2	41,6	51,8
	50	0,60	0,31	0,68	14,8	36,2	51,0
	60	0,50	0,37	0,63	17,7	34,6	52,3
	80	0,38	0,42	0,57	20,2	30,4	50,6
	110	0,27	0,46	0,54	22,1	28,8	50,9

Таблица 24.18

**Расчет истинных значений радиальных σ_r и тангенциальных σ_t напряжений
в диске сложного профиля**

Участки	r , мм	σ_r^I	σ_r^{II}	$\sigma_r^{II,k}$	σ_r	σ_t^I	σ_t^{II}	$\sigma_t^{II,k}$	σ_t
Первый	20	-5,00	0	0	-5,00	30,00	60,0	104,0	134,00
	25	-1,00	10,2	17,7	16,70	23,00	49,2	86,5	109,50
	30	0,14	16,2	28,2	28,34	18,60	43,8	76,4	95,00
Второй	30	0,40	48,0	83,5	83,90	18,70	53,3	92,8	111,50
	40	-2,20	48,6	84,6	82,40	12,04	51,8	90,3	102,34
	50	-8,53	49,1	85,5	76,97	6,12	51,0	88,6	94,72
	60	-16,83	49,8	86,4	69,57	0,15	52,3	91,0	91,15
	80	-38,70	49,9	86,5	47,80	-14,40	50,8	88,7	74,30
	110	-88,10	50,5	88,1	0	-43,20	50,9	88,6	45,40

24.3. Быстро врачающиеся обечайки

Одними из основных элементов конструкций роторов центрифуг (см. рис. 24.21), сепараторов (см. рис. 24.23) и т.п. технологического оборудования являются цилиндрические или конические обечайки. В общем случае (рис. 24.48) они находятся под совместным действием:

распределенных по поверхности инерционных нагрузок от собственной массы обечайки q_a и массы обрабатываемой среды p_c ;

краевых силы Q_0 и момента M_0 .

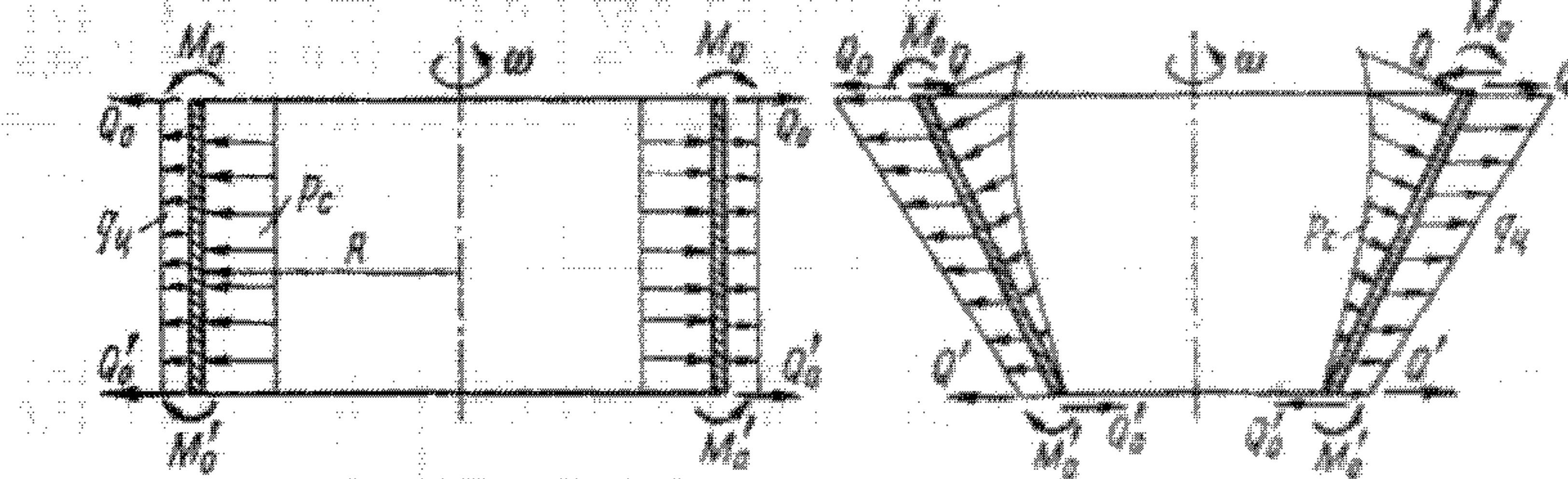


Рис. 24.48. Схема действия нагрузок на обечайки ротора

Нормальные напряжения, возникающие в быстро врачающихся обечайках от действия указанных нагрузок, определяют в узлах их сопряжений с другими деталями ротора по формулам (14.87) и (14.88), а на участках обечайки, отстоящих от края, — по формулам:

$$\frac{\sigma_n}{R_1} + \frac{\sigma_n}{R_2} = \frac{p_c}{s} \quad (24.102)$$

или

$$s = \frac{p_c R_2}{2 \sigma_n}, \quad (24.103)$$

так как нормальные к боковой поверхности распределенные нагрузки можно рассматривать как внутреннее давление, растягивающее обечайку.

Выражения (24.102) и (24.103) являются основными уравнениями безмоментной теории оболочек, исходя из которых $p_r = p_p$, $p_i = 0$, а также условия прочности $\sigma = \max(\sigma_n, \sigma_t) \leq \phi[\sigma]$ и соответствующих значений главных радиусов кривизны R_1 и R_2 получают основные расчетные зависимости для цилиндрических, конических, сферических и эллиптических обечаек.

Так, на элемент единичной площадки боковой поверхности ротора действуют:

центробежная нагрузка (рис. 24.49) от собственной массы элемента

$$q_a = m_s \omega^2 r_s,$$

где $m_s = \rho s l \cdot 1$ — масса элемента обечайки; ω — угловая скорость ротора; r_s — расстояние от оси ротора до выделенного элемента; ρ — плотность материала обечайки; s — толщина стенки обечайки.

Давление обрабатываемой среды (инерционная нагрузка)

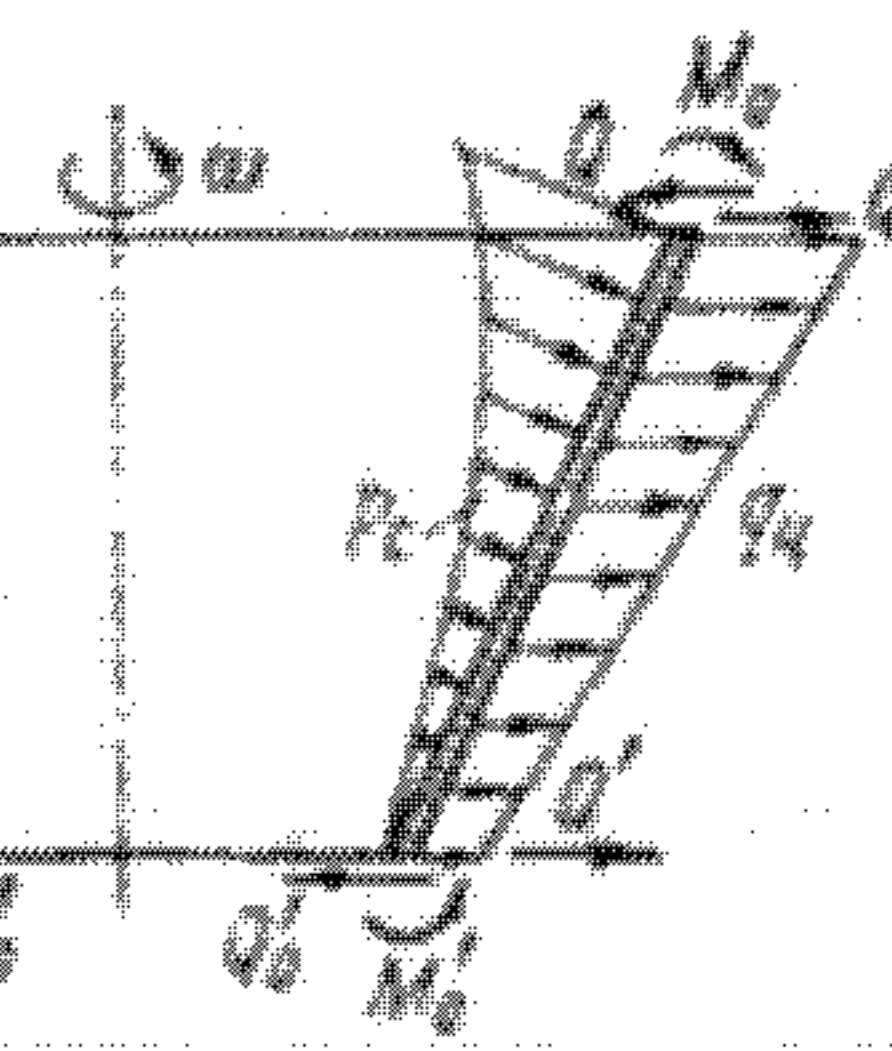
$$p_c = 0,5 \rho_c \omega^2 R^2 \psi. \quad (24.104)$$

Нормальная составляющая распределенной по боковой поверхности инерционной нагрузки от собственной массы обечайки:

цилиндрической

$$p_m = \rho s \omega^2 R; \quad (24.105)$$

конической на ее широком краю



$$p_m = \rho s \omega^2 R \cos \alpha, \quad (24.105a)$$

где ψ — условный коэффициент заполнения ротора, $\psi = 1 - (R/R)^2$; R — радиус обечайки; α — половина угла при вершине конической обечайки.

Для обечеек роторов нормальная составляющая внутреннего давления $p_r = p_c + p_m$, тогда на основе уравнений (24.102) и (24.103) получают расчетные зависимости для определения толщины стенки (s) на участках, удаленных от края, и формулы для вычисления допускаемой угловой скорости вращения [6].

В узле соединения обечайки с другими деталями ротора действуют краевые нагрузки Q_0 и M_0 , а также распорная сила Q_s , которые вызывают в зоне их действия дополнительные локальные напряжения. Эти дополнительные напряжения определяются по формуле

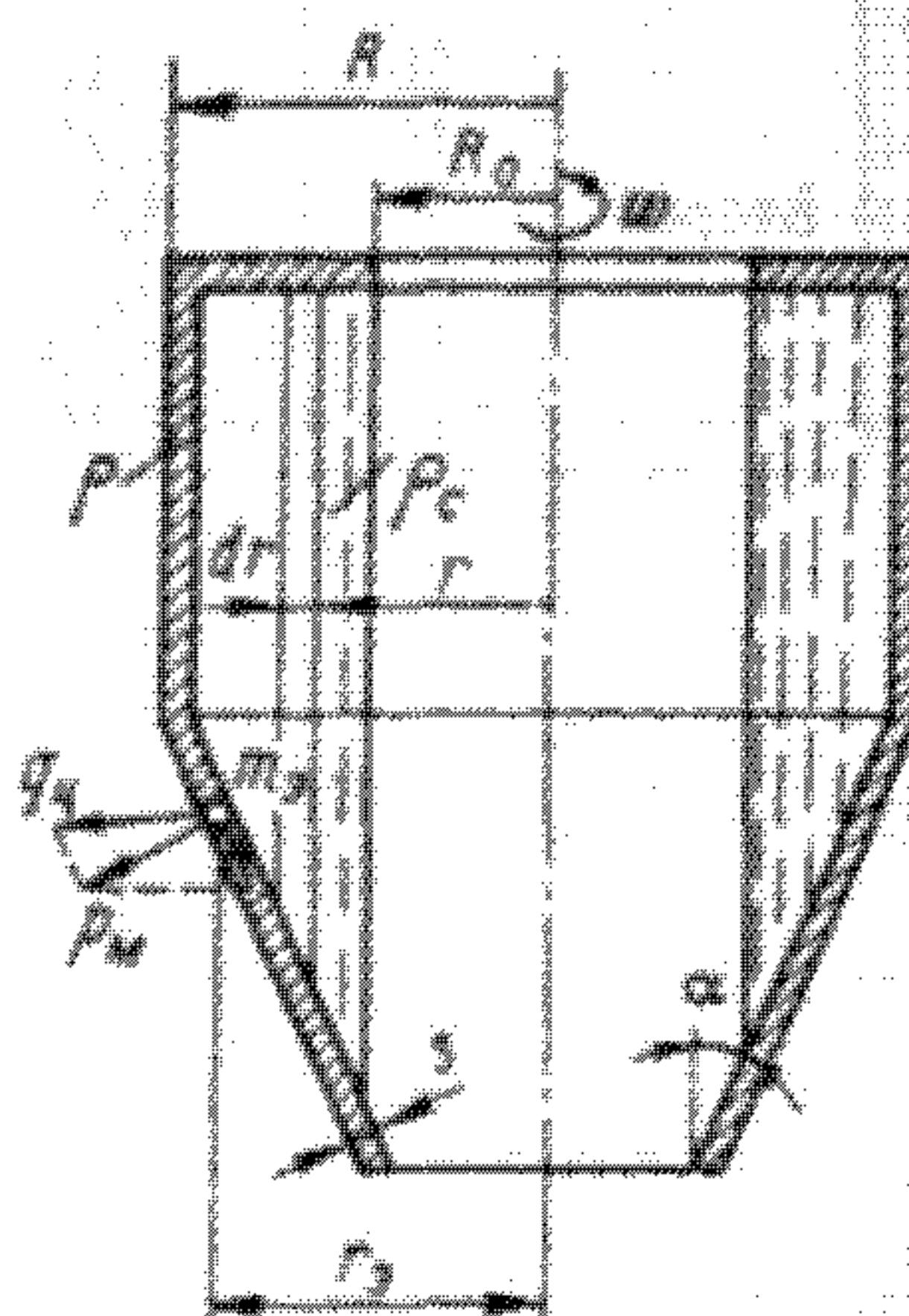


Рис. 24.49. Схема действия центробежной нагрузки на единичный элемент обечайки

Таблица 24.20

Нормативное допускаемое напряжение σ_p^* , МПа, для материала ротора

Марка стали	Расчетная температура стенки, °С		Марка стали	Расчетная температура стенки, °С	
	20	100		20	100
Ст3	117	110	06ХН28МДТ	110	100
20	122	118	10Х18Н9ТЛ	72	72
25Л	86	72	08Х22Н6Т (ЭП53)	175	150
12Х18Н10Т;	134	127	08Х21Н6М2Т (ЭГ154)	366	334
10Х17Н13М2Т;			09Х15Н8Ю	366	334
10Х17Н13М3Т			30ХГСА	366	350

тельные краевые напряжения следует учитывать при расчете толщины стенки в пределах данной «краевой зоны».

Основные положения и расчетные зависимости следующие:

1. Расчетные нагрузки — это, как правило, рабочие нагрузки, действующие на ротор при рабочей частоте вращения с максимальным заполнением обрабатываемой средой.
2. Расчетная температура стенки ротора принимается равной температуре обрабатываемой среды, соприкасающейся со стенкой.
3. Допускаемое напряжение для обечайки, борта и днища ротора

$$[\sigma]_p = \eta \sigma_p^*, \quad (24.106)$$

где σ_p^* — нормативное допускаемое напряжение материала ротора при расчетной температуре; η — поправочный коэффициент, учитывающий способ изготовления обечайки, борта и днища ротора. Нормативное допускаемое напряжение σ_p^* для углеродистых и легированных сталей определяется по формуле:

$$\sigma_p^* = \min\{\sigma_t/n_{t,p}; \sigma_{0,2}/n_{t,p}; \sigma_b/n_{b,p}\}, \quad (24.107)$$

где $n_{t,p}$ — коэффициент запаса прочности делалей ротора по пределу текучести, $n_{t,p} = 2,0$; $n_{b,p}$ — коэффициент запаса прочности делалей ротора по пределу прочности, $n_{b,p} = 3,0$; σ_t и $\sigma_{0,2}$ — минимальные значения предела текучести и условного предела текучести при расчетной температуре; σ_b — минимальные значения предела прочности при расчетной температуре.

В табл. 24.20 приведены значения σ_p^* для некоторых марок углеродистых и легированных сталей. Значения поправочного коэффициента представлены в разделе 12.3.

4. Расчетные значения модуля продольной упругости E в зависимости от температуры приведены в табл. 12.6.

5. Коэффициенты прочности сварных соединений φ в зависимости от конструкции и способа соединения даны в табл. 12.8.

6. Коэффициент уменьшения допускаемого напряжения для перфорированных обечашек ротора¹

$$\varphi_o = \min\{\varphi; 1 - d_o/t_o\}, \quad (24.108)$$

где d_o — диаметр отверстия; t_o — шаг отверстий.

7. Коэффициент перфорации обечашек k_p при расположении отверстий:

по вершинам квадратов и в шахматном порядке¹

$$k_p = 0,785 (d_o/t_o)^2, \quad (24.109)$$

по вершинам равносторонних треугольников¹

$$k_p = 0,907 (d_o/t_o)^2. \quad (24.110)$$

8. Прибавки к расчетным толщинам конструктивных элементов определяются по формуле (12.7).

9. Толщина стенки сплошной обечайки ротора: цилиндрической

$$s = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / [2(\varphi [\sigma]_p - \rho \omega^2 R^2)] + c + c_o, \quad (24.111)$$

конической

$$s_k = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / [2(\varphi [\sigma]_p - \rho \omega^2 R^2) \cos \alpha] + c + c_o. \quad (24.112)$$

10. Толщина стенки перфорированной обечайки ротора:

цилиндрической

$$s = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / [2(\varphi_o [\sigma]_p - (1 - k_p) \rho \omega^2 R^2)] + c + c_o; \quad (24.113)$$

конической

$$s_k = \rho_c \omega^2 R^3 \psi / [2(\varphi_o [\sigma]_p - (1 - k_p) \rho \omega^2 R^2) \cos \alpha] + c + c_o. \quad (24.114)$$

¹ Формулы применимы при $k_p \leq 0,2$ и $d_o^2/(4Rs) < 0,02$.

11. Допускаемая угловая скорость сплошной обечайки:

цилиндрической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_p}{\rho_c R \Psi / [2(s - c)] - p}}, \quad (24.115)$$

конической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_p}{\rho_c R \Psi / [2(s_n - c) \cos \alpha] - p}}, \quad (24.116)$$

12. Допускаемая угловая скорость перфорированной обечайки:

цилиндрической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi_0 [\sigma]_p}{\rho_c R \Psi / [2(s - c)] - p(1 - k_p)}}, \quad (24.117)$$

конической

$$[\omega] = \frac{1}{R} \times \\ \times \sqrt{\frac{\varphi_0 [\sigma]_p}{\rho_c R \Psi / [2(s_n - c) \cos \alpha] - p(1 - k_p)}}. \quad (24.118)$$

13. Краевая сила Q_o и краевой момент M_o , действующие в узлах сопряжения обечайки с другими деталями ротора, определяются из уравнений совместности радиальных Δ и угловых θ деформаций (см. раздел 14.3), составляемых для краев вращающихся элементов в месте соединения их друг с другом. В общем случае (без учета правила знаков):

уравнение совместности радиальных деформаций

$$\begin{aligned} \Delta_{p_M}^o + \Delta_{p_C}^o + \Delta_{Q_o}^o + \Delta_{M_o}^o = \\ = \Delta_{p_M}^a + \Delta_{p_C}^a + \Delta_{(Q_o - Q)}^a + \Delta_{M_o}^a; \end{aligned} \quad (24.119)$$

уравнение совместности угловых деформаций

$$\begin{aligned} \theta_{p_M}^o + \theta_{p_C}^o + \theta_{Q_o}^o + \theta_{M_o}^o = \\ = \theta_{p_M}^a + \theta_{p_C}^a + \theta_{(Q_o - Q)}^a + \theta_{M_o}^a; \end{aligned} \quad (24.120)$$

где $\Delta_{p_M}^o$, $\Delta_{p_C}^o$, $\Delta_{Q_o}^o$, $\Delta_{M_o}^o$ — радиальные деформации края обечайки от действия соответственно инерционных нагрузок собственной массы оболочки p_o и массы обрабатываемой среды p_o , а также красовых силы Q_o и момента M_o ; $\Delta_{p_M}^a$, $\Delta_{p_C}^a$, $\Delta_{(Q_o - Q)}^a$, $\Delta_{M_o}^a$ — радиальные деформации края сопрягаемой с обечайкой детали от действия соответственно инерционных нагрузок p_a и p_c , краевой и распорной силы Q_a и Q_c , красового момента M_a ; $\theta_{p_M}^o$, $\theta_{p_C}^o$, $\theta_{Q_o}^o$, $\theta_{M_o}^o$ — угловые деформации края обе-

чайки от действия соответственно нагрузок p_o , p_c , Q_o , M_o ; $\theta_{p_M}^a$, $\theta_{p_C}^a$, $\theta_{(Q_o - Q)}^a$, $\theta_{M_o}^a$ — угловые деформации края сопрягаемой с обечайкой детали от действия соответственно нагрузок p_a , p_c , Q_a , Q_c , M_a . Выражения для радиальных Δ и угловых θ деформаций края элементов ротора от действия указанных нагрузок приведены в табл. 24.21 и 24.22.

14. Нормативные напряжения на наружной (—) и внутренней (+) поверхностях края обечайки:

меридиональное

$$\sigma_{mo} = \sigma_{m0}^p + \sigma_{m0}^c + \sigma_{m0}^{(Q_o - Q)} + \sigma_{m0}^{M_o} \text{ или} \\ \sigma_{mo} = \sum U/(s - c) \pm 6 \sum M_{ai}/(s - c)^2, \quad (24.121)$$

кольцевое

$$\sigma_{lo} = \sigma_{lo}^p + \sigma_{lo}^c + \sigma_{lo}^{(Q_o - Q)} + \sigma_{lo}^{M_o} \text{ или} \\ \sigma_{lo} = \sum T/(s - c) \pm 6 \sum M_i/(s - c)^2, \quad (24.122)$$

эквивалентное

$$\sigma_{meq. o} = \max \{\sigma_{mo}, \sigma_{lo}\}. \quad (24.123)$$

где σ_{m0}^p , σ_{m0}^c , $\sigma_{m0}^{(Q_o - Q)}$, $\sigma_{m0}^{M_o}$ — меридиональные напряжения, возникающие на краю обечайки от действия соответственно инерционных p_o и p_c , красных ($Q_o - Q$); M_o нагрузок; σ_{lo}^p , σ_{lo}^c , $\sigma_{lo}^{(Q_o - Q)}$, $\sigma_{lo}^{M_o}$ — кольцевые напряжения, возникающие на краю обечайки от действия соответственно инерционных p_o , p_c и красных ($Q_o - Q$); M_o нагрузок; $\sum U$ и $\sum T$ — сумма меридиональных и сумма окружных (тангенциальных) усилий соответственно, действующих на краю обечайки, от действия нагрузок p_o , p_c , ($Q_o - Q$), M_o ; $\sum M_m$, $\sum M_a$ — сумма радиальных и сумма тангенциальных моментов соответственно, действующих на краю обечайки, от действия нагрузок p_o , p_c , ($Q_o - Q$), M_o .

Формулы для определения напряжений

$$\sigma_{m0} = \sigma_{m0}^p + \sigma_{m0}^c + \sigma_{m0}^{(Q_o - Q)} + \sigma_{m0}^{M_o} \text{ или} \\ \sigma_{m0} = \sigma_{m0}^p + \sigma_{m0}^c + \sigma_{m0}^{(Q_o - Q)} + \sigma_{m0}^{M_o}, \quad (24.124)$$

15. Нормативные напряжения на верхней (+) и нижней (—) поверхностях края плоских элементов (бортиков):

радиальное

$$\sigma_{rn} = \sigma_{rn}^p + \sigma_{rn}^c + \sigma_{rn}^{(Q_o - Q)} + \sigma_{rn}^{M_o} \text{ или} \\ \sigma_{rn} = \sum P/(s_n - c) \pm 6 \sum M_{ri}/(s_n - c)^2, \quad (24.125)$$

При направлении действия нагрузки, противоположном указанному в табл. 24.21, знак перед соответствующим выражением следует изменить на обратный.

Таблица 24.21

Формулы для определения нагрузок, перемещений и напряжений на краю обечайки ротора

Матрица	Условие	Момент изгиба M	Угловое перемещение	Напряжение	Примечание
				нагрузка одиничное $\sigma_{\text{одн}}$	
	$P_c(s - c) X$ $P_a \times \omega R^3$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2} \Psi$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s - c)} \Psi$	$\psi = 1 - \frac{R^3}{R^3}$	
	P_c $\frac{P_a \omega^2 R^3}{E}$	0	$\rho \omega^2 R^3$	$\beta = \frac{\sqrt{3}(1 - \mu)}{\sqrt{R(s - c)}}$	
	$P_c \omega^2 R^3$ $\frac{P_a \omega^2 R^3}{2} \Psi$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2} \Psi^2$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s - c)} \Psi$		
	P_c $\frac{P_a \omega^2 R^3}{E(s - c)}$	0	$\frac{2\rho R}{s - c} Q_a$	$\frac{2\rho^2 R M_0}{s - c} \pm \frac{6M_0}{(s - c)^2}$	
	$P_c \omega^2 R^3$ $2\rho R Q_a$	0	$\frac{2\rho^2 R^2}{E(s - c)} Q_a$	$\frac{4\rho^2 R^2}{E(s - c)} M_0$	
	P_c $2\rho R M_0$	M_0	$\frac{2\rho^2 R^2}{E(s - c)} M_0$	$(3 + \mu) \frac{\rho \omega^2 R^2}{E} \lg \alpha$	
	P_c $2\rho R M_0$	M_0	$\frac{2\rho^2 R^3}{E}$	0	
	P_c $2\rho R M_0$	M_0	$\frac{2\rho^2 R^3}{E} \sin \alpha$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s_k - c) \cos \alpha} \Psi^2$	$\psi = 1 - \frac{R^3}{R^3}$
	P_c $2\rho R M_0$	M_0	$\frac{2\rho^2 R^3}{E} \sin \alpha$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s_k - c) \cos \alpha} \Psi$	$\beta_k = \sqrt{\frac{R(s_k - c)}{\cos \alpha}}$
	P_c $2\rho R M_0$	M_0	$\frac{2\rho^2 R^3}{E} \sin \alpha$	$\frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s_k - c) \cos \alpha} (1 + \Psi)$	$Q = \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s_k - c) \cos \alpha} \Psi$

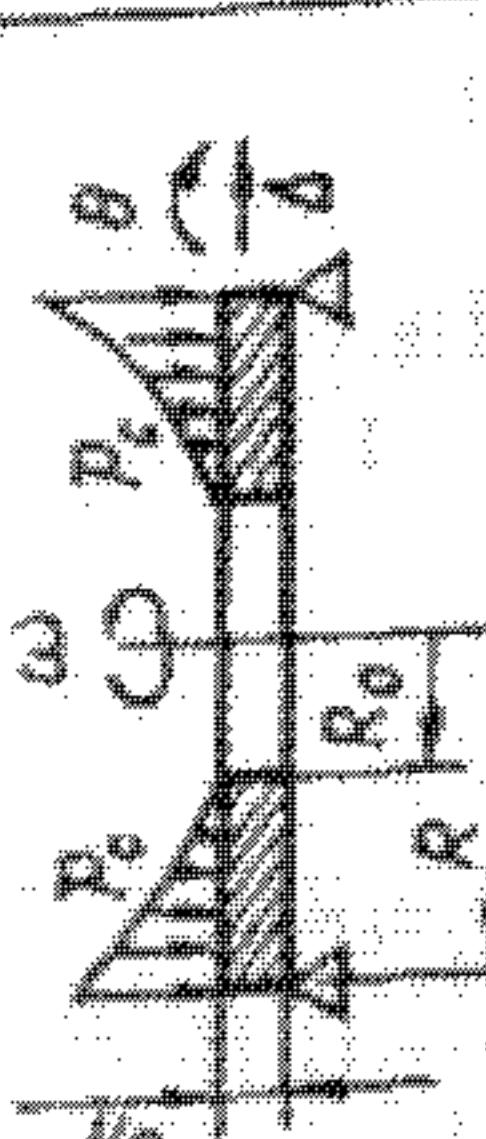
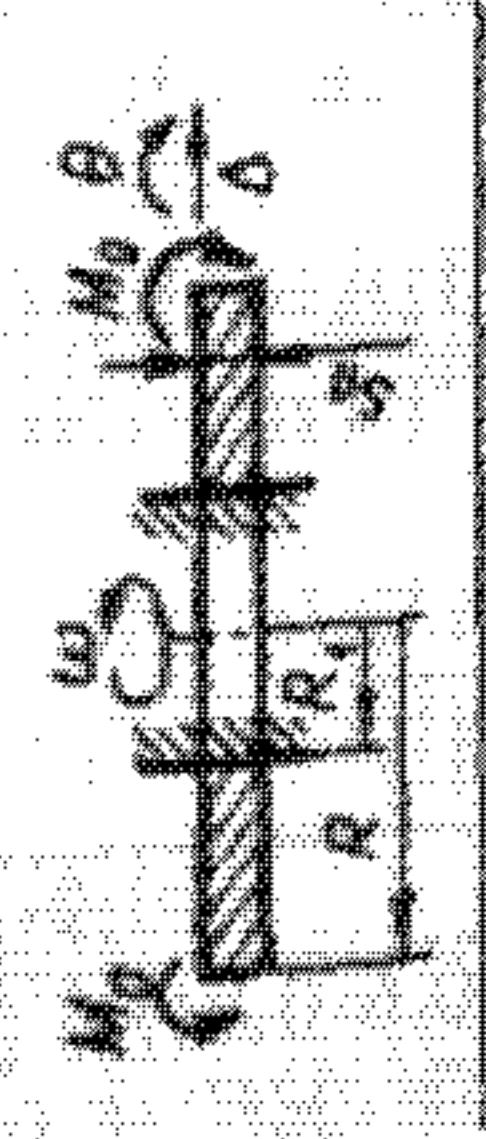
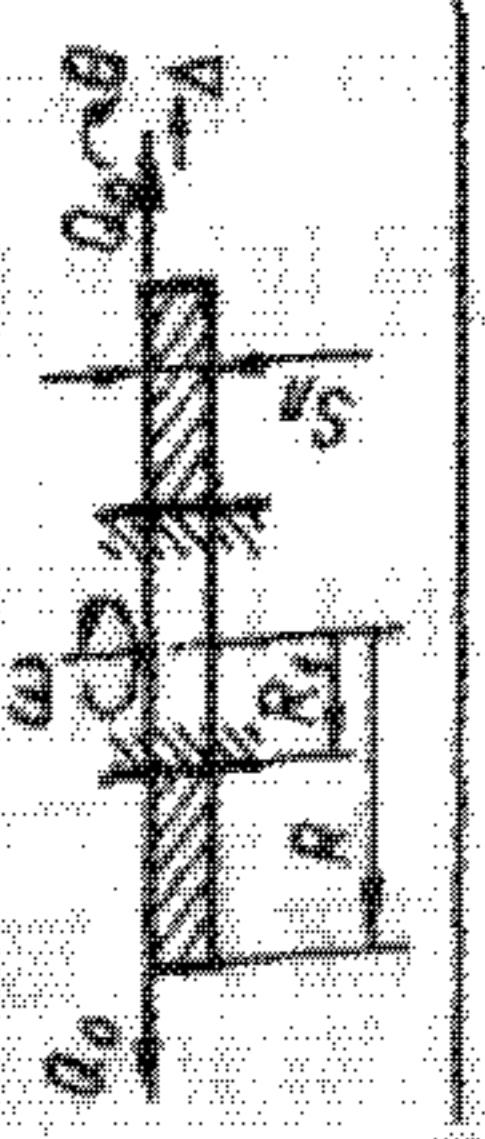
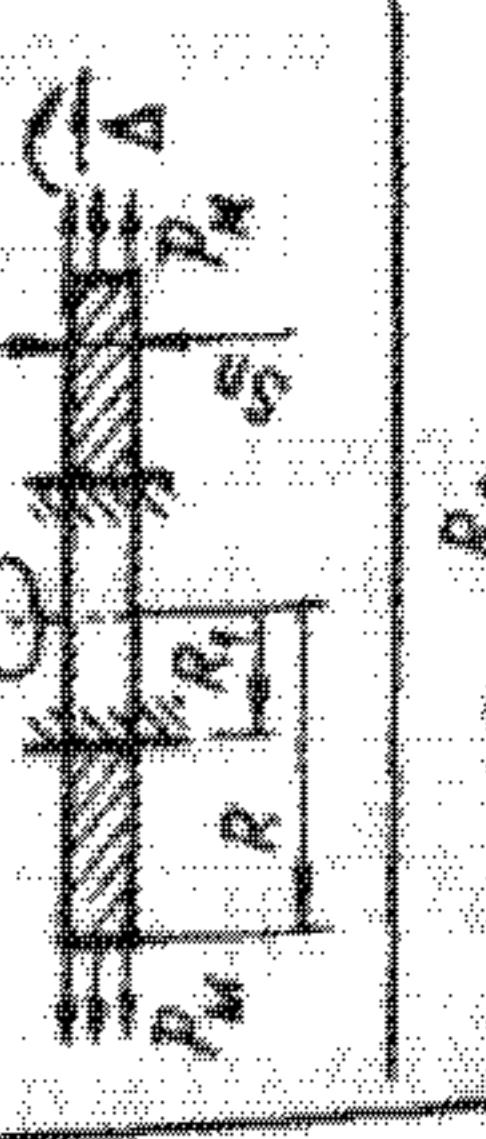
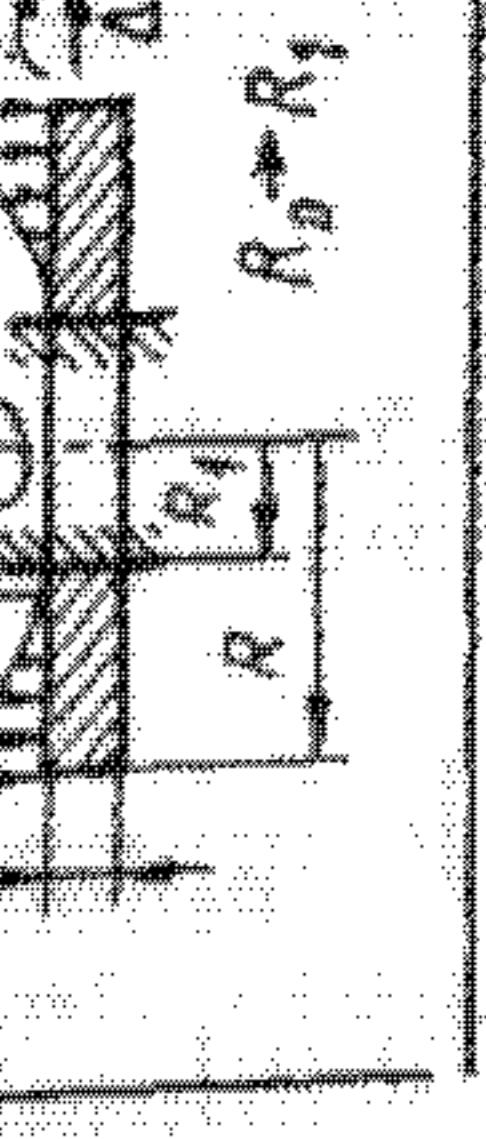
Продолжение табл. 24.21

Нагрузка	Усилие	Момент		Перемещение		Напряжение	Примечание
		меридиональное σ_m	радиальное Δ	угловое θ	меридиональное σ_{mo}	кольцевое σ_0	
меридиональное кольцевое $\frac{\omega}{R}$	$(Q_0 - Q) \sin \alpha + 2\beta_{ik} R (Q_0 - Q)$	0	0	$\frac{2\beta_{ik} R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_k - c)}$	$\frac{\sin \alpha (Q_0 - Q)}{s_k - c}$	$\frac{2\beta_{ik} R (Q_0 - Q)}{s_k - c}$	$\Phi = 1 - \frac{R_o^2}{R^2}$, $\mu = \sqrt{\frac{(s_k - c)}{3(1 - \mu^2)}}$
кольцевое $\frac{\omega}{R}$	$(Q_0 - Q) \sin \alpha + 2\beta_{ik} R (Q_0 - Q)$	0	0	$\frac{2\beta_{ik} R^2 (Q_0 - Q)}{E (s_k - c) \cos \alpha}$	$\frac{2\beta_{ik} R^2 M_0}{(s_k - c) \cos \alpha} \pm$ $\pm \frac{6M_0}{(s_k - c)^2}$	$Q = \frac{\rho c \sigma^2 R^2}{8} \Psi^2 \operatorname{tg} \alpha$	

Таблица 24.22

Нагрузка	радиальное перемещение Δ		угловое перемещение θ		Примечание
	радиальное перемещение Δ	угловое перемещение θ	угловое перемещение θ	радиальное перемещение Δ	
кольцевое $\frac{\omega}{R}$	$\frac{2\beta_{ik} R}{\cos \alpha} M_0$	M_0	$\frac{6R}{E (s_k - c)} (1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2) M_0$	$\frac{6R}{E (s_k - c) (1 - \lambda^2)} (1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2) Q_0$	
кольцевое $\frac{\omega}{R}$	0	$\frac{2\beta_{ik} R^2 M_0}{E (s_k - c) \cos \alpha}$	$\frac{4R}{E (s_k - c) \cos \alpha} M_0$	$\frac{4R}{E (s_k - c) (1 - \lambda^2)} (1 - \mu + (1 + \mu) \lambda^2) Q_0$	$\lambda = \frac{R_o}{R}$

Продолжение табл. 24.22

Нагрузка	Радиальное перемещение Δ		Угловое перемещение θ	Приме- чание
	$\lambda_0 = \frac{R_0}{R}$	$\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$		
	$\frac{\rho c \omega^2 R^4}{16E(s_0 - c)^2(1 - \lambda^2)} (3(1 + \mu)(1 - \lambda^2)(1 - 2\lambda^2) - \frac{\rho c \omega^2 R^4}{8E(s_0 - c)^2(1 - \lambda^2)} (3(1 + \mu)(1 - \lambda^2)(1 - 2\lambda^2) - 2\lambda^2 \ln \lambda^2) -$	$\lambda_0 = \frac{R_0}{R}$		
	$\frac{6R}{E(s_0 - c)^2} (1 - \mu)(2 + \mu) + \frac{(1 + \mu)(2 - \mu) M_0}{(2 + \mu) - (2 - \mu)\lambda_1^2} M_0$	$\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$		
	$\frac{4R}{E(s_0 - c)} \frac{(1 - \mu^2)(2 + \mu) + (2 - \mu)\lambda_1^2 + (2 + \mu)\lambda_1^2 Q_0}{((1 + \mu) + (1 - \mu)\lambda_1^2)((2 + \mu) - (2 - \mu)\lambda_1^2) Q_0}$	$\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$		
	$\frac{\rho c \omega^2 R^3}{4E} (2\mu^2 + 3\mu - 5)\lambda_1^4 + \frac{(2(1 - \mu) - (3 + \mu)\mu^2)\lambda_1^2 - (1 + \mu)^2}{(1 - \mu)\lambda_1^2 + (1 + \mu)}$	$\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$		
	$\frac{\rho c \omega^2 R^4}{16E(s_0 - c)^2} \frac{(1 - \mu^2)}{(1 + \mu + \lambda_1^2(1 - \mu))} \times \frac{8E(s_0 - c)^2(1 + \mu + \lambda_1^2(1 - \mu))}{(1 - \lambda_1^2)^2 - 3\lambda_1^2(1 + \mu)(1 - \lambda_1^2) + \lambda_1^2(1 - 2 \ln \lambda_1^2) D} \times$	$\lambda_1 = \frac{R_1}{R}$		

кольцевое

$$\sigma_{in} = \sigma_{in}^{p_m} + \sigma_{in}^{p_c} + \sigma_{in}^{Q_0} + \sigma_{in}^{M_0} \text{ или} \\ \sigma_{in} = \sum T/(s_n - c) \pm 6 \sum M_i (s_n - c)^2; \quad (24.125)$$

эквивалентное

$$\sigma_{eqv, n} = \max \{\sigma_{in}, \sigma_{in}\}, \quad (24.126)$$

где $\sigma_{in}^{p_m}, \sigma_{in}^{p_c}, \sigma_{in}^{Q_0}, \sigma_{in}^{M_0}$ — радиальные напряжения, возникающие на краю днища (борта) от действия соответственно инерционных p_m, p_c и краевых Q_0, M_0 нагрузок; $\sigma_{in}^{p_m}, \sigma_{in}^{p_c}, \sigma_{in}^{Q_0}, \sigma_{in}^{M_0}$ — кольцевые напряжения, возникающие на краю днища (борта) от действия соответственно инерционных p_m, p_c и краевых Q_0, M_0 нагрузок; $\sum P, \sum T$ — сумма радиальных и сумма окружных усилий соответственно, действующих по контуру плоского элемента, от нагрузок p_m, p_c, Q_0, M_0 ; $\sum M_r, \sum M_t$ — сумма радиальных и сумма тангенциальных моментов соответственно, действующих по контуру плоского элемента, от нагрузок p_m, p_c, Q_0, M_0 .

16. Толщина стенки на краю обечайки s_0 и соединяемого с ней плоского элемента s_n определяется методом последовательных приближений до обеспечения условия прочности:

$$\sigma_{eqv, n} < \Phi [\sigma]_{p, kp}; \quad (24.127)$$

$$\sigma_{eqv, n} < [\sigma]_{p, kp}; \quad (24.128)$$

где $[\sigma]_{p, kp}$ — допускаемое напряжение в зоне краевого эффекта с учетом локального (местного) ха-

рактера распределения напряжений от краевых нагрузок, $[\sigma]_{p, kp} = 1,3 [\sigma]_p$.

Для первого приближения:

$$s_0 = \sqrt{6M_0/(\Phi [\sigma]_{p, kp} - \sigma_{eqv, n})} + c + c_1; \quad (24.129)$$

$$s_n \approx 1,5s_0. \quad (24.130)$$

17. Размер краевой зоны (рис. 24.50) по длине обра-

зующей обечайки:

цилиндрической

$$l_p = 0,7\sqrt{D(s_0 - c)}; \quad (24.131)$$

конической

$$l_k = 0,7\sqrt{D(s_0 - c)/\cos \alpha}. \quad (24.132)$$

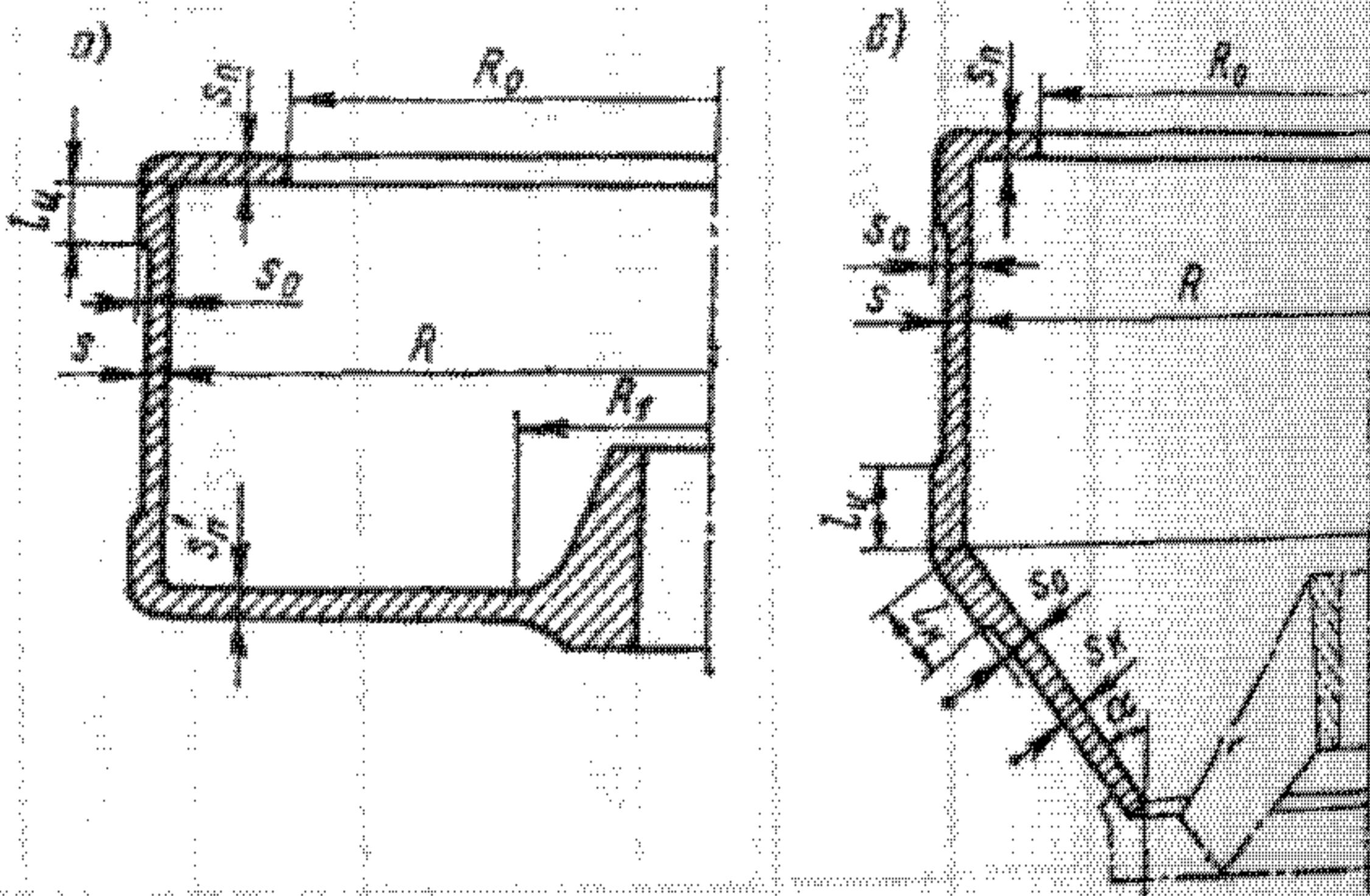


Рис. 24.50. Схема ротора: а — цилиндрического; б — цилиндроконического

Примеры

24.3.1. Определить допускаемое значение угловой скорости цилиндроконического ротора саморазружающейся центрифуги (см. рис. 24.50,б) и проверить прочность соединения обечаек ротора.

Исходные данные. Внутренний диаметр ротора $D = 2R = 1200$ мм, длина цилиндрической обечайки $l = 900$ мм, угол при вершине конической обечайки $2\alpha = 46^\circ$, диаметр загрузочного отверстия $D_0 = 2R_0 = 840$ мм. Исполнительная толщина стенок цилиндрической и конической обечаек ротора $s = s_i = s_o = 14$ мм. Рабочая угловая скорость ротора $\omega = 100$ рад/с. Плотность и температура обрабатываемой среды соответственно $\rho_e = 1500$ кг/м³, $t = 100^\circ\text{C}$. Материал ротора — листовой прокат из стали 20 плотностью $\rho = 7850$ кг/м³, коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1$ мм. Коэффициент прочности сварных швов $\Phi = 0,9$.

Решение. Допускаемое напряжение материала ротора при рабочей температуре по формуле (24.106)

$$[\sigma]_p = \eta \sigma_p^* = 1 \cdot 118 = 118 \text{ МПа} = 118 \cdot 10^6 \text{ Па},$$

где $\eta = 1$ (см. раздел 12.3); $\sigma_p^* = 118$ МПа (см. табл. 24.20).

Допускаемое напряжение в зоне краевого эффекта

$$[\sigma]_{p, kp} = 1,3 [\sigma]_p = 1,3 \cdot 118 = 153,4 \text{ МПа.}$$

Допускаемая угловая скорость:

цилиндрической обечайки по формуле (24.115)

$$[\omega]_p = \frac{l}{R} \sqrt{\frac{\Phi [\sigma]_p}{\rho_e R \psi / [2(s - c)] - \rho}} = \frac{1}{0,6} \sqrt{\frac{0,9 \cdot 118 \cdot 10^6}{1500 \cdot 0,6 \cdot 0,51 / [2(14 - 1) \cdot 10^{-3}] - 7850}} = 173,46 \text{ рад/с}$$

где $\psi = 1 - (R_0/R)^2 = 1 - (0,42/0,6)^2 = 0,51$;

конической оболочки по формуле (24.116)

$$[\omega]_k = \frac{1}{R} \sqrt{\frac{\varphi [\sigma]_p}{\rho_c R \Psi / [2(s_k - c) \cos \alpha] - \rho}} = \frac{1}{0.6} \sqrt{\frac{0.9 \cdot 118 \cdot 10^6}{1500 \cdot 0.6 \cdot 0.51 / [2(14 - 1) 10^{-3} \cos 23^\circ] - 7850}} = 161.3 \text{ рад/с};$$

ротора цилиндрического

$$[\omega] = \min \{[\omega]_n; [\omega]_k\} = \min \{173.46; 161.3\} = 161.3 \text{ рад/с.}$$

Уравнения совместности деформаций для узла соединения цилиндрической и конической обечашек ротора (рис. 24.51) с учетом направления действия нагрузок:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{p_M}^u + \Delta_{p_C}^u + \Delta_{M_0}^u + \Delta_{Q_0}^u &= \Delta_{p_M}^k + \Delta_{p_C}^k + \Delta_{M_0}^k + \Delta_{(Q_0-Q)}^k; \\ -\theta_{p_M}^u - \theta_{p_C}^u - \theta_{M_0}^u + \theta_{Q_0}^u &= \theta_{p_M}^k + \theta_{p_C}^k + \theta_{M_0}^k + \theta_{(Q_0-Q)}^k. \end{aligned} \right\} \quad (24.133)$$

где (согласно формулам табл. 24.21) для края цилиндрической оболочки при $s = 14 \text{ мм}$:

$$\Delta_{p_C}^u = \frac{\rho_c \omega^2 R^4}{2E(s-c)} \Psi \left(1 - \mu \frac{\Psi}{4} \right) = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0.6^4}{2E(0.014 - 0.001)} 0.51 \left(1 - 0.3 \frac{0.51}{4} \right) = 36.674 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{p_M}^u = \rho \omega^2 R^3 / E = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0.6^3 / E = 16.956 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\beta = \sqrt[4]{3(1-\mu^2)} / \sqrt{R(s-c)} = \sqrt[4]{3(1-0.3^2)} / \sqrt{0.6(14-1) 10^{-3}} = 14.55 \text{ м}^{-1};$$

$$\Delta_{Q_0}^u = \frac{2\beta R^2}{E(s-c)} Q_0 = \frac{2 \cdot 14.55 \cdot 0.6^2}{E(0.014 - 0.001)} Q_0 = 805.846 Q_0 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{M_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{E(s-c)} M_0 = \frac{2 \cdot 14.55^2 \cdot 0.6^2}{E(0.014 - 0.001)} M_0 = 11725.061 M_0 / E \text{ м};$$

$$\theta_{p_M}^u = \theta_{p_C}^u = 0;$$

$$\theta_{Q_0}^u = \frac{2\beta^3 R^2}{E(s-c)} Q_0 = \frac{2 \cdot 14.55^3 \cdot 0.6^2}{E(0.014 - 0.001)} Q_0 = 11725.061 Q_0 / E \text{ рад};$$

$$\theta_{M_0}^u = \frac{4\beta^3 R^2}{E(s-c)} M_0 = \frac{4 \cdot 14.55^3 \cdot 0.6^2}{E(0.014 - 0.001)} M_0 = 341199.13 M_0 / E \text{ рад};$$

для широкого края конической обечайки при $s_k = s = 14 \text{ мм}; \alpha = 23^\circ$:

$$\Delta_{p_C}^k = \frac{\rho_c \omega^2 R^4 \Psi}{2E(s_k - c) \cos \alpha} = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0.6^4 \cdot 0.51}{2E(0.014 - 0.001) \cos 23^\circ} = 41.45 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{p_M}^k = \rho \omega^2 R^3 / E = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0.6^3 / E = 16.96 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\beta_k = \frac{\sqrt[4]{3(1-\mu^2)}}{\sqrt{R(s_k - c) / \cos \alpha}} = \frac{\sqrt[4]{3(1-0.3^2)}}{\sqrt{0.6(14-1) 10^{-3} / \cos 23^\circ}} = 13.96 \text{ м}^{-1};$$

$$Q = \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8} \Psi^2 \operatorname{tg} \alpha = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0.6^3}{8} \cdot 0.51^2 \operatorname{tg} 23^\circ = 44714.06 \text{ Н/м};$$

$$\Delta_{(Q_0-Q)}^k = \frac{2\beta_k R^2 (Q_0 - Q)}{E(s_k - c)} = \frac{2 \cdot 13.96 \cdot 0.6^2}{E(0.014 - 0.001)} (Q_0 - 44714.06) = 773.17 Q_0 / E - 34.57 \cdot 10^6 / E \text{ м};$$

$$\Delta_{M_0}^k = \frac{2\beta_k^2 R^2 M_0}{E(s_k - c) \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 13.96^2 \cdot 0.6^2 M_0}{E(0.014 - 0.001) \cos 23^\circ} = 11732 M_0 / E \text{ м};$$

$$\theta_{p_C}^k = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \sin \alpha}{E(s_k - c) \cos^2 \alpha} (1 + \Psi) = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0.6^3 \sin 23^\circ}{E(0.014 - 0.001) \cos^2 23^\circ} (1 + 0.51) = 173.85 \cdot 10^6 / E \text{ рад};$$

$$\theta_{p_M}^k = \frac{(3 + \mu) \rho \omega^2 R^2}{E} \operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{E} (3 + 0.3) 7850 \cdot 100^2 \cdot 0.6^2 \operatorname{tg} 23^\circ = 39.54 \cdot 10^6 / E \text{ рад};$$

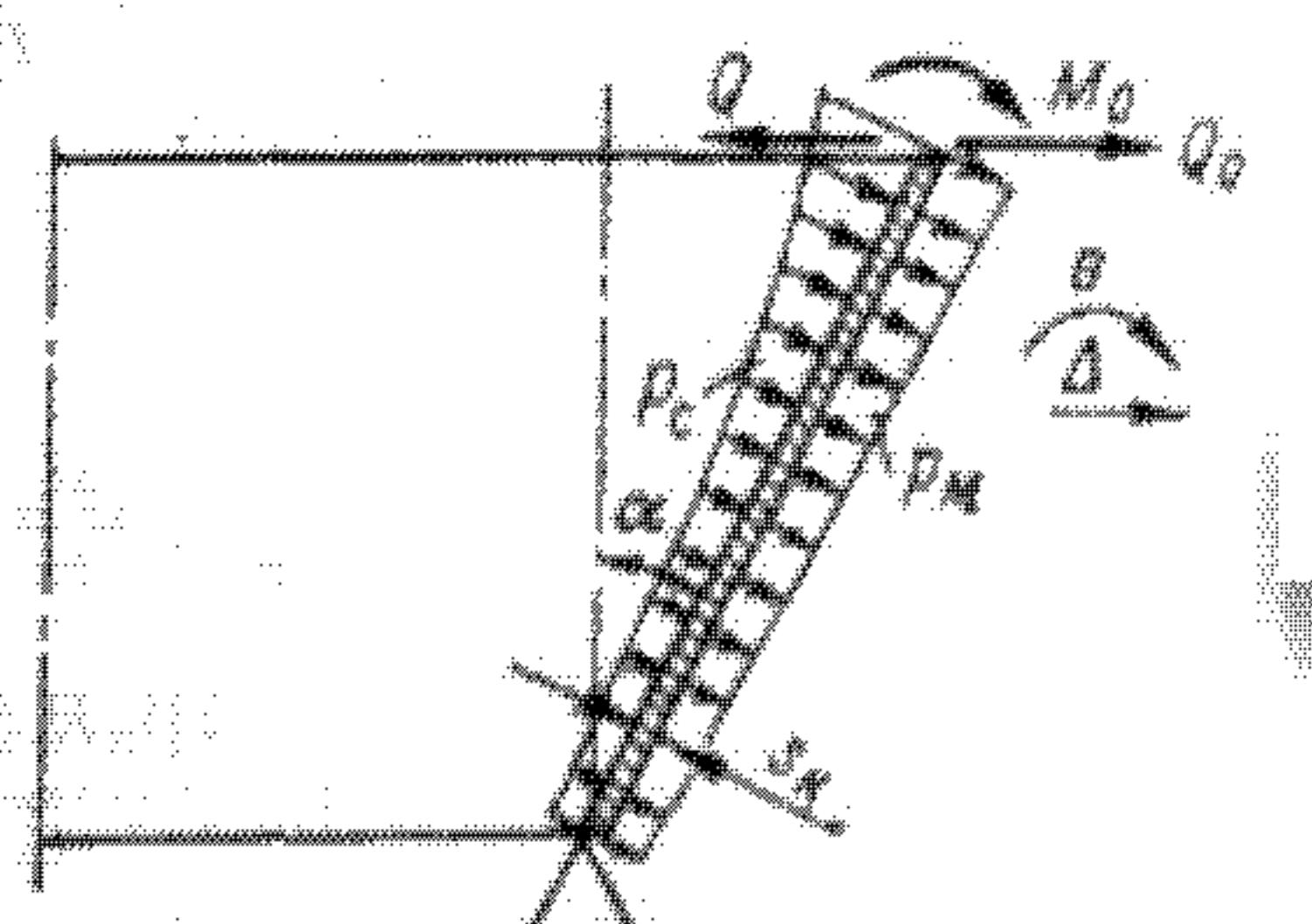
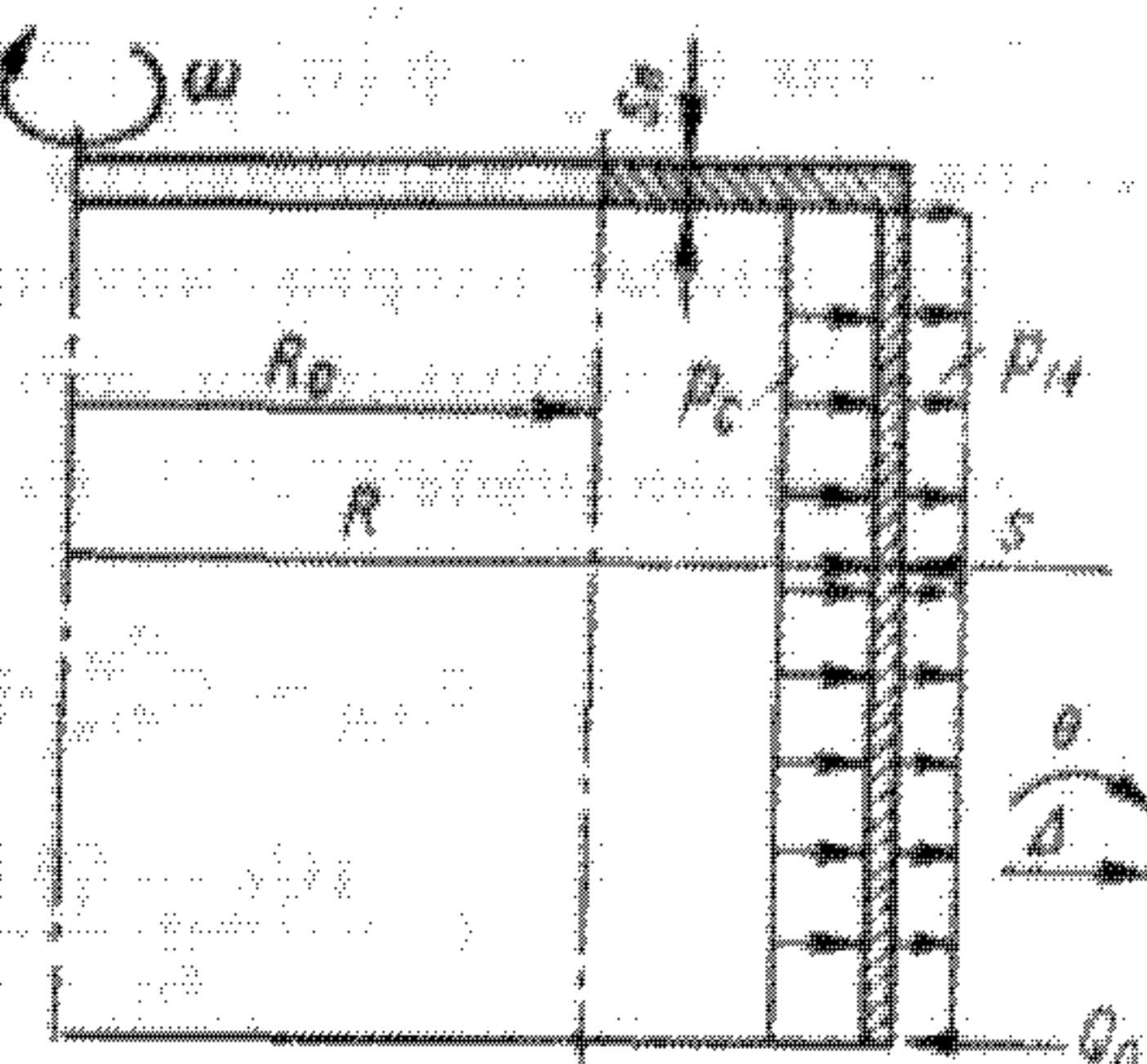


Рис. 24.51. Расчетная схема узла соединения цилиндрической и конической обечашек ротора

$$\theta_{(Q_0-Q)}^K = \frac{2\beta^2 R^3 (Q_0 - Q)}{E (s_K - c) \cos \alpha} = \frac{2 \cdot 13,96^2 \cdot 0,6^2 (Q_0 - 44714,06)}{E (0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} = \\ = 11732 Q_0 / E - 524,585 \cdot 10^6 / E \text{ рад};$$

$$\theta_{M_0}^K = \frac{4\beta^3 R^2 M_0}{E (s_K - c) \cos^2 \alpha} = \frac{4 \cdot 13,96^3 \cdot 0,6^2 M_0}{E (0,014 - 0,001) \cos^2 23^\circ} = 356040,61 M_0 / E \text{ рад.}$$

Подставив найденные значения радиальных и угловых деформаций в систему уравнений (24.133), получим:

$$\left. \begin{aligned} 6,939 M_0 + 1579,016 Q_0 &= 29,794 \cdot 10^6; \\ 697239,74 M_0 + 6,939 Q_0 &= 311,195 \cdot 10^6. \end{aligned} \right\}$$

Отсюда: краевая сила $Q_0 = 18866,94 \text{ Н/м}$; краевой момент $M_0 = 447,66 \text{ Н} \cdot \text{м/м}$.

Нормальные напряжения на внутренней поверхности края цилиндрической обечайки с учетом формулы в табл. 24.21 и направления действия нагрузок (см. рис. 24.51):

меридиональное [по формуле (24.121)]

$$\sigma_{m_u} = \sigma_{m_u}^{p_m} + \sigma_{m_u}^{p_c} + \sigma_{m_u}^{Q_0} + \sigma_{m_u}^{M_0} = 0 + 0 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s-c)} \Psi^2 + \frac{6M_0}{(s-c)^2} = \\ = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{8(0,014 - 0,001)} 0,51^2 + \frac{6 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = 23,99 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 24 \text{ МПа};$$

кольцевое [по формуле (24.122)]

$$\sigma_{t_u} = \sigma_{t_u}^{p_m} + \sigma_{t_u}^{p_c} - \sigma_{t_u}^{Q_0} + \sigma_{t_u}^{M_0} = \rho \omega^2 R^2 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s-c)} \Psi - \frac{2\beta R}{s-c} Q_0 + \\ + \frac{2\beta^2 R}{s-c} M_0 + \frac{6\mu M_0}{(s-c)^2} = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0,6^2 + \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{2(0,014 - 0,001)} 0,51 - \\ - \frac{2 \cdot 14,55 \cdot 0,6}{0,014 - 0,001} 18866,94 + \frac{2 \cdot 14,55^2 \cdot 0,6}{0,014 - 0,001} 447,66 + \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = \\ = 79,98 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 79,98 \text{ МПа};$$

эквивалентное

$$\sigma_{\text{экв.} u} = \max \{\sigma_{m_u}, \sigma_{t_u}\} = \max \{24, 79,98\} = 79,98 \text{ МПа.}$$

Так как $\sigma_{\text{экв.} u} < \varphi [\sigma]_{\text{рж}} (79,98 \text{ МПа} < 0,9 \cdot 153,4 = 138,06 \text{ МПа})$, то условие прочности края цилиндрической обечайки выполняется.

Нормальные напряжения на внутренней поверхности края конической обечайки с учетом формулы в табл. 24.21 и направления действия нагрузок:

меридиональное

$$\sigma_{m_k} = \sigma_{m_k}^{p_m} + \sigma_{m_k}^{p_c} + \sigma_{m_k}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{m_k}^{M_0} = 0 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{8(s_K - c) \cos \alpha} \Psi^2 + \\ + \frac{(Q_0 - Q) \sin \alpha}{s_K - c} + \frac{6M_0}{(s_K - c)^2} = \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{8(0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} 0,51^2 + \\ + \frac{18866,94 - 44714,06}{0,014 - 0,001} \sin 23^\circ + \frac{6 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = \\ = 23,56 \cdot 10^6 \text{ Па} \approx 23,6 \text{ МПа};$$

кольцевое

$$\sigma_{t_k} = \sigma_{t_k}^{p_m} + \sigma_{t_k}^{p_c} + \sigma_{t_k}^{(Q_0-Q)} + \sigma_{t_k}^{M_0} = \rho \omega^2 R^2 + \frac{\rho_c \omega^2 R^3}{2(s_K - c) \cos \alpha} \Psi + \\ + \frac{2\beta_k R (Q_0 - Q)}{s_K - c} + \frac{2\beta_k^2 R M_0}{(s_K - c) \cos \alpha} + \frac{6\mu M_0}{(s_K - c)^2} = 7850 \cdot 100^2 \cdot 0,6^2 + \\ + \frac{1500 \cdot 100^2 \cdot 0,6^3}{2(0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} 0,51 + \frac{2 \cdot 13,96 \cdot 0,6 (18866,94 - 44714,06)}{0,014 - 0,001} + \\ + \frac{2 \cdot 13,96^2 \cdot 0,6 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001) \cos 23^\circ} + \frac{6 \cdot 0,3 \cdot 447,66}{(0,014 - 0,001)^2} = 77,55 \cdot 10^6 \text{ Па} = 77,55 \text{ МПа};$$

эквивалентное

$$\sigma_{\text{акв. и}} = \max\{\sigma_{\text{мк}}, \sigma_{\text{ж}}\} = \max\{23,6; 77,55\} = 77,55 \text{ МПа.}$$

Так как

$$\sigma_{\text{акв. и}} < \varphi[\sigma]_{\text{р. кр}} (79,98 \text{ МПа} < 138,06 \text{ МПа});$$

$$\sigma_{\text{акв. и}} < \varphi[\sigma]_{\text{р. кр}} (77,55 \text{ МПа} < 138,06 \text{ МПа}),$$

то условие прочности узла соединения цилиндрической и конической обечайек ротора выполняется.

24.3.2. В роторе осадительной центрифуги (см. рис. 24.50, а) определить толщину стенки цилиндрической обечайки в ее средней части и в месте соединения с бортом.

Исходные данные. Рабочая угловая скорость ротора $\omega = 75,4 \text{ рад/с}$. Диаметр обечайки $D = 2R = 1800 \text{ мм}$, рабочая температура стенки $t = 20^\circ\text{C}$, материал ротора — сталь 20 плотностью $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$. Диаметр загрузочного отверстия $D_0 = 2R_0 = 1260 \text{ мм}$, плотность обрабатываемой среды $\rho_s = 1650 \text{ кг/м}^3$. Коэффициент прочности сварных швов $\varphi = 0,9$, прибавка к расчетной толщине стенки $c = 1 \text{ мм}$. Коэффициент Пуассона $\mu = 0,3$. Допускаемые напряжения $[\sigma]_{\text{р. кр}} = 120 \text{ МПа}$, $[\sigma]_{\text{р. кр}} = 156 \text{ МПа}$.

Решение. Условный коэффициент заполнения ротора

$$\psi = 1 - (R_0/R)^2 = 1 - (0,63/0,9)^2 = 0,51.$$

Исполнительная толщина стенки обечайки по формуле (24.111)

$$s_0 = \frac{\rho_c \omega^2 R^3 \Psi}{2(\varphi[\sigma]_{\text{р. кр}} - \rho \omega^2 R^2)} + c + \epsilon_0 = \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^2 \cdot 0,51}{2(0,9 \cdot 120 \cdot 10^6 - 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^2)} +$$

$$+ 1 \cdot 10^{-3} + 0,73 \cdot 10^{-3} = 0,026 \text{ м} = 26 \text{ мм.}$$

Толщина плоского борта в первом приближении по формуле (24.130)

$$s_{\text{п}} \approx 1,5s = 1,5 \cdot 26 = 39 \text{ мм.}$$

Уравнение совместности деформаций для узла соединения обечайки и борта (рис. 24.52) с учетом направления действия нагрузок:

$$\left. \begin{aligned} \Delta_{p_M}^u + \Delta_{p_C}^u - \Delta_{Q_0}^u + \Delta_{M_0}^u &= \\ = \Delta_{p_M}^n + \Delta_{p_C}^n + \Delta_{Q_0}^n + \Delta_{M_0}^n & \\ - \theta_{p_M}^u - \theta_{p_C}^u + \theta_{Q_0}^u - \theta_{M_0}^u &= \\ = \theta_{p_M}^n + \theta_{p_C}^n + \theta_{Q_0}^n + \theta_{M_0}^n; & \end{aligned} \right\} \quad (24.134)$$

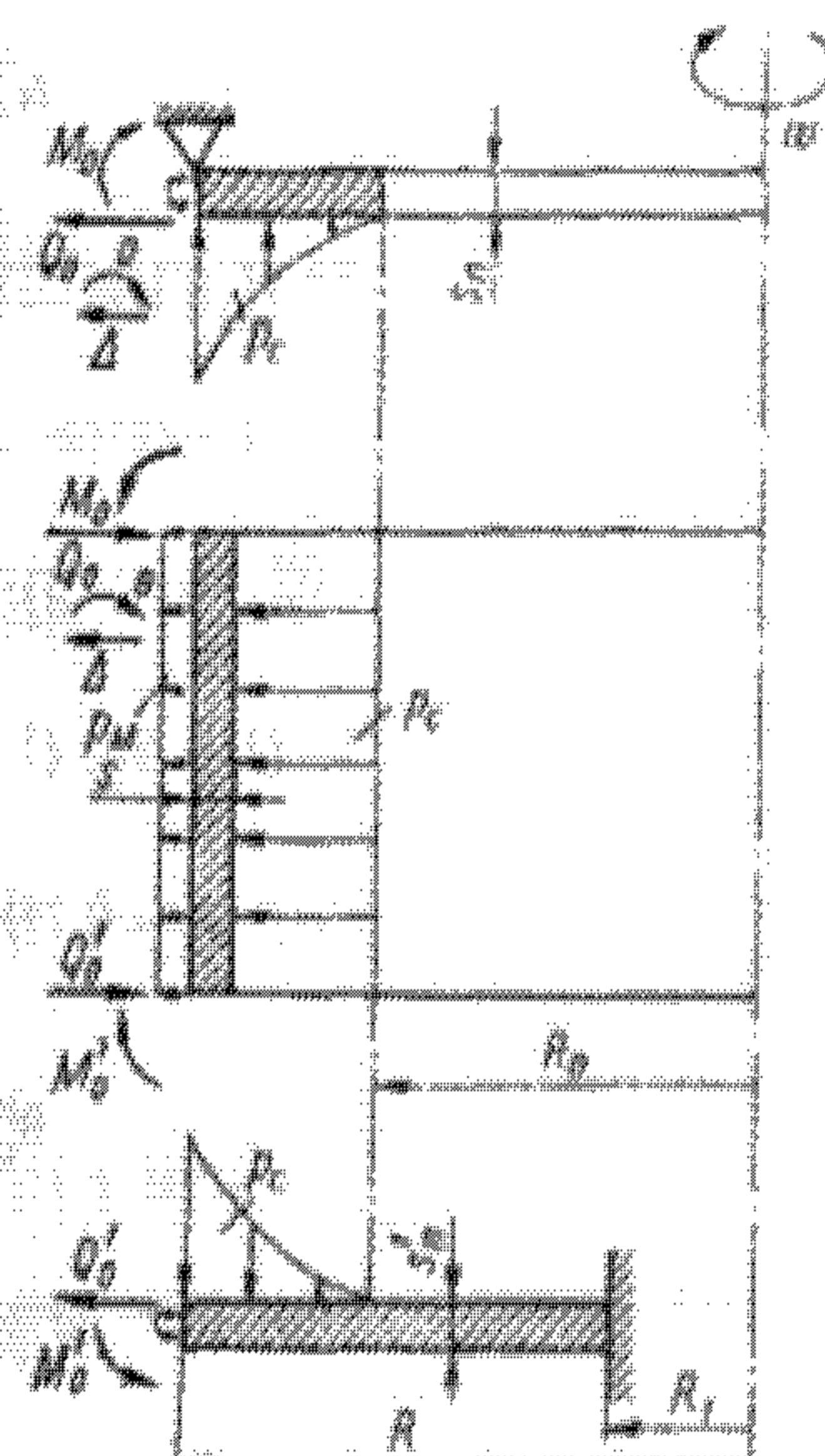


Рис. 24.52. Расчетная схема ротора

радиальные и угловые деформации края цилиндрической обечайки от действия p_M , p_C , Q_0 и M_0 (по формулам табл. 24.21):

$$\Delta_{p_M}^u = \rho_c \omega^2 R^3 / E = 7850 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^2 / E = 32,53 \cdot 10^6 / E \text{ м.}$$

$$\Delta_{p_C}^u = \frac{\rho_c \omega^2 R^4}{2E(s-c)} \Psi \left(1 - \mu \frac{\psi}{4} \right) = \frac{1650 \cdot 75,4^2 \cdot 0,9^4}{2E(0,026 - 0,001)} \cdot 0,51 \left(1 - 0,3 \frac{0,51}{4} \right) =$$

$$= 60,26 \cdot 10^6 / E \text{ м.}$$

$$\beta = \sqrt{3(1-\mu^2)/V} R(s-c) = \sqrt{3(1-0,3^2)/V} 0,9(26-1) 10^{-3} = 8,57 \text{ м}^{-1};$$

$$\Delta_{Q_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} Q_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} Q_0 = 555,34 Q_0 / E \text{ м.}$$

$$\Delta_{M_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} M_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} M_0 = 4759,23 M_0 / E \text{ м.}$$

$$\theta_{p_M}^u = \theta_{p_C}^u = 0;$$

$$\theta_{Q_0}^u = \frac{2\beta^2 R^2}{(s-c)E} Q_0 = \frac{2 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} Q_0 = 4759,23 Q_0 / E \text{ рад.}$$

$$\theta_{M_0}^u = \frac{4\beta^2 R^2}{(s-c)E} M_0 = \frac{4 \cdot 8,57^2 \cdot 0,9^2}{(0,026 - 0,001)E} M_0 = 81573,188 M_0 / E \text{ рад.}$$