

РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИИ РОТОРНО-ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МЕЛЬНИЦЫ

А. А. Гарабжигу*

Белорусский государственный технологический университет, Минск

Представлены методы прочностного расчета отдельных элементов конструкции роторно-центробежной мельницы. Рассмотрены результаты расчета оптимальной толщины роторного диска и опорной плиты мельницы.

Иntenсификация технологических процессов при снижении их энергоёмкости является актуальной задачей многих современных производств. В большинстве случаев данная задача решается путем создания и внедрения новых высокоэффективных машин и аппаратов той или иной технологической направленности.

Экспериментальные и теоретические исследования, промышленные испытания и внедрения последних лет показывают, что среди новых разработок важное место занимают машины и аппараты, в которых используется проточный способ разделения многофазных систем. К машинам данного типа можно отнести и роторно-центробежную мельницу с непрерывной проточной классификацией готового продукта.

Конструктивные особенности и принцип действия энергосберегающей роторно-центробежной мельницы подробно изложены в работах [1, 2, 3].

При проектировании промышленного образца данной мельницы практический интерес представляет расчет на прочность (определение оптимальной толщины) отдельных ее конструктивных элементов, а именно роторного диска и нижней опорной плиты.

1. Определение оптимальной толщины роторного диска мельницы

Быстровращающиеся диски являются элементами многих машин и аппаратов химической промышленности и про-

мышленности строительных материалов (центрифуги, сепараторы, мельницы и т.п.). К дискам подобного рода предъявляются повышенные требования по прочностным характеристикам, что не маловажно для обеспечения надежной и долговечной эксплуатации машины в целом.

Роторный диск мельницы представляет собой кольцевую пластину переменного сечения (утолщенную в центральной части) с концентричным центровым отверстием для жесткой посадки на приводной вал (рис. 1).

Роторный диск мельницы можно рассчитать на прочность, как быстровращающийся диск произвольного профиля с центральным отверстием, по кольцевым и радиальным напряжениям, на основании методики [4].

Расчетная схема роторного диска мельницы представлена на рисунке 1.

При определении оптимальной толщины роторного диска введем следующее допущение. Температура по сечению диска постоянна, и напряжения на внутреннем радиусе диска (от посадки диска на вал) принимаем равными $\sigma_{R_1} = 7-10$ МПа [3].

Напряжения на наружном контуре диска можно определить по формуле:

$$\sigma_{R_2} = F / A, \quad (1)$$

где F – центробежная сила, Н; A – площадь диска по толщине, м².

$$F = n \cdot m \cdot a = n \cdot m \cdot \omega^2 \cdot R_2, \quad (2)$$

где n – число лопаток диска, шт. ($n = 8$); m – масса лопатки, кг ($m = 0.5$); a – ускорение движение диска, м/с²; ω – угловая скорость вращения диска, рад/с

*E-mail: Garazh@tut.by

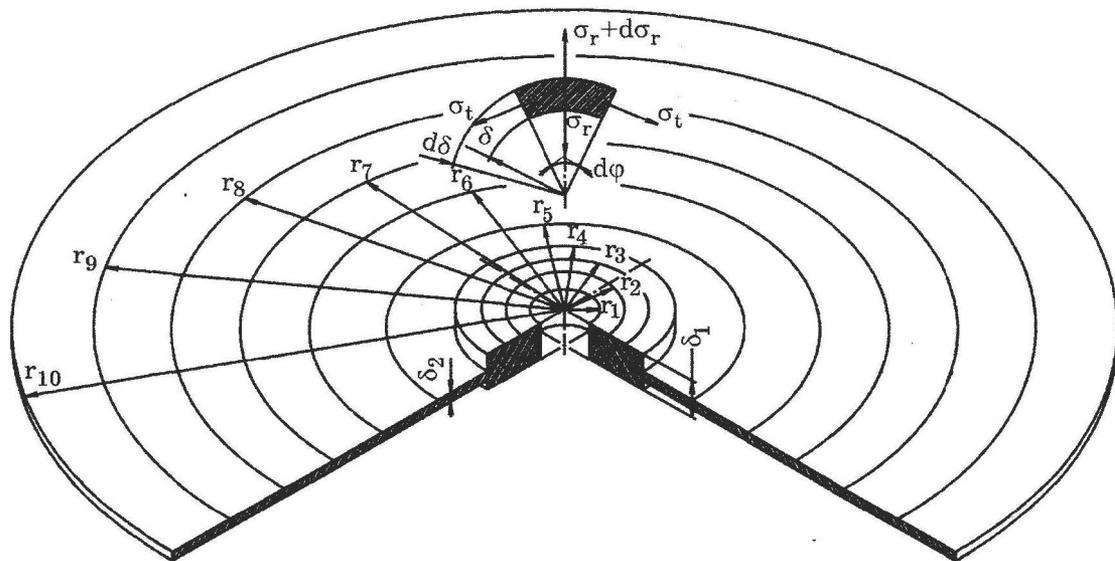


Рис. 1. Схема расчета на прочность роторного диска роторно-центробежной мельницы: $r_1 = 16$ мм; $r_2 = 44$ мм; $r_3 = 72$ мм; $r_4 = 100$ мм; $r_5 = 120$ мм; $r_6 = 140$ мм; $r_7 = 160$ мм; $r_8 = 190$ мм; $r_9 = 220$ мм; $r_{10} = 250$ мм; $\delta_1 = 40$ мм; $\delta_2 = 5$ мм.

($\omega = 314$); R_2 - внешний радиус диска, м ($R_2 = r_{10} = 0.25$).

$$A = 2\pi \cdot R_2 \cdot \delta_2, \quad (3)$$

где δ_2 - толщина внешней части диска, м.

Тогда после подстановки и преобразования формула (1) примет вид

$$\sigma_{R_2} = (n \cdot m \cdot \omega^2) / (2\pi \cdot \delta_2), \quad (4)$$

Радиальные напряжения в первом приближении можно определить как

$$(\sigma_r)_I = \frac{1}{\delta_j} \cdot \left(B \int_{R_1}^{r_i} \frac{\delta_j E}{r_i^{2+\mu}} dr - \rho \omega^2 \int_{R_1}^{r_i} \delta_j r_i dr + \delta_1 \sigma_{R_1} \right), \quad (5)$$

где δ_j - текущая толщина диска, м; B - коэффициент; r_i - текущий радиус диска, м; R_1 - радиус отверстия диска, м ($R_1 = r_1 = 0.016$); E - модуль упругости материала диска, Па; ρ - плотность материала диска, кг/м³ ($\rho = 7626$ кг/м³ для стали 35 ГОСТ 1050-88); μ - коэффициент Пуассона для материала диска, Па·с ($\mu = 0.28$); δ_1 - толщина внутренней части диска, м.

Коэффициент (B) можно определить по формуле:

$$B = \frac{\left(\sigma_{R_2} \delta_2 - \sigma_{R_1} \delta_1 + \rho \omega^2 \int_{R_1}^{R_2} \delta_j r_i dr_i \right)}{\left(\int_{R_1}^{R_2} \frac{\delta_j E}{r_i^{2+\mu}} dr_i \right)}. \quad (6)$$

Радиальные напряжения во втором приближении можно определить как

$$(\sigma_r)_{II} = \frac{1}{\delta_j} \times \left(\int_{R_1}^{r_i} \frac{\delta_j}{r_i} C dr_i - \rho \omega^2 \int_{R_1}^{r_i} \delta_j r_i dr_i + \delta_1 \sigma_{R_1} \right), \quad (7)$$

где C - коэффициент, равный

$$C = H_1 + \frac{A_2 \cdot E}{r_i^{1+\mu}}, \quad (8)$$

где H_1 - коэффициент, равный

$$H_1 = -(1 - \mu) \cdot (\sigma_r)_I + \frac{1 - \mu^2}{r_i^{1+\mu}} \cdot E \cdot \int_{R_1}^{r_i} \frac{(\sigma_r)_I r_i^\mu}{E} dr_i, \quad (9)$$

A_2 - коэффициент, равный

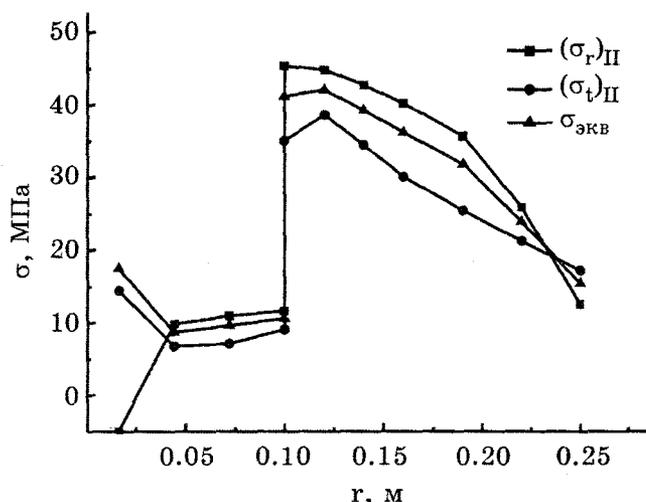


Рис. 2. Зависимость радиальных, кольцевых и эквивалентных напряжений от радиуса роторного диска мельницы.

$$A_2 = \frac{\rho\omega^2 \int_{R_1}^{R_2} r_i \delta_j dr_i - \int_{R_1}^{R_2} \frac{\delta_j}{r_i} H_1 dr_i}{\int_{R_1}^{R_2} \frac{E \cdot \delta_j}{r_i^{2+\mu}} \cdot dr_i} \quad (10)$$

Кольцевые напряжения во втором приближении можно определить как

$$(\sigma_t)_{II} = \mu(\sigma_r)_{II} + \frac{(1 - \mu^2)E}{r_i^{1+\mu}} \cdot \int_{R_1}^{r_i} \frac{r_i^\mu}{E} (\sigma_r)_{II} dr_i + \frac{A_2 \cdot E}{r_i^{1+\mu}} \quad (11)$$

Эквивалентные напряжения, действующие на быстровращающийся диск мельницы, определяются по формуле [5]:

$$\sigma_{экв}^{IV} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot \left[\begin{matrix} (\sigma_t - \sigma_m)^2 + \\ + (\sigma_t - \sigma_r)^2 + \\ + (\sigma_m - \sigma_r)^2 \end{matrix} \right]} \leq [\sigma], \quad (12)$$

где σ_m – меридиональные напряжения в диске, Па ($\sigma_m = 0$).

На основании всестороннего анализа формул (7), (11) и (12) можно предположить линейный характер зависимости радиальных $(\sigma_r)_{II}$, кольцевых $(\sigma_t)_{II}$ и эквивалентных $(\sigma_{экв}^{IV})$ напряжений от текущего радиуса диска (δ_j). Исходя из этого, минимально допускаемую толщину роторного

диска можно определить по следующей формуле [6]

$$[\delta_j] = \frac{\sigma_{экв}^{IV}}{[\sigma]} \cdot \delta_j, \quad (13)$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение материала диска, МПа ($[\sigma] = 140$).

Расчет оптимальной толщины роторного диска выполнялся с использованием ЭВМ, по средствам специально разработанной программы. Основные результаты расчета оптимальной толщины роторного диска мельницы представлены на рисунках 2 и 3.

После аппроксимации кривой $[\delta] = f(r)$ (рис. 3) была получена эмпирическая зависимость $[\delta] = 5.83 + 15.42 r \ln r$, которая с достаточной степенью точности

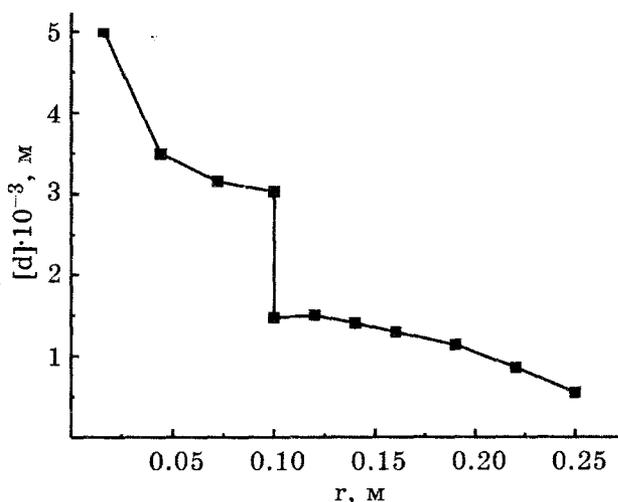


Рис. 3. Зависимость минимально допускаемой толщины роторного диска мельницы от его радиуса.

(сходимость 95%) позволяет определять минимально допускаемую толщину роторного диска мельницы в зависимости от его радиуса.

2. Определение оптимальной толщины опорной плиты мельницы

Нижняя опорная плита роторно-центробежной мельницы представляет собой кольцевую пластину переменного сечения, имеющую центральное отверстие и две полукольцевые прорези, расположенные concentрично ее внешнему контуру. Центральная часть опорной плиты выполняется утолщенной (в виде ступицы) для жесткого крепления к ней электродвигателя (рис. 4).

Нижнюю опорную плиту мельницы можно рассчитать на прочность как кольцевую пластину, опертую и жестко заделанную по внешнему контуру, испытывающую при этом статическую нагрузку по внутреннему контуру от веса

электродвигателя, по кольцевым и радиальным напряжениям, на основании методики [5].

Расчетная схема нижней опорной плиты мельницы представлена на рис. 4.

Для определения оптимальной толщины опорной плиты мельницы, в начале необходимо разбить ее профиль concentрическими окружностями с текущим радиусом (r_i) на некоторое количество кольцевых сечений. После этого для каждого из сечений плиты необходимо определить радиальные, кольцевые и эквивалентные напряжения.

Радиальные напряжения можно определить по формуле

$$\sigma_r = \frac{3P}{2\pi \cdot \delta_j^2} [(1 - \mu)\alpha^2 \times \frac{(1 + \mu) \cdot \ln \alpha - 1}{(1 - \mu)\alpha^2 + (1 + \mu)} \times \frac{x_i^2 - 1}{x_i^2} - (1 + \mu) \cdot \ln x_i] \quad (14)$$

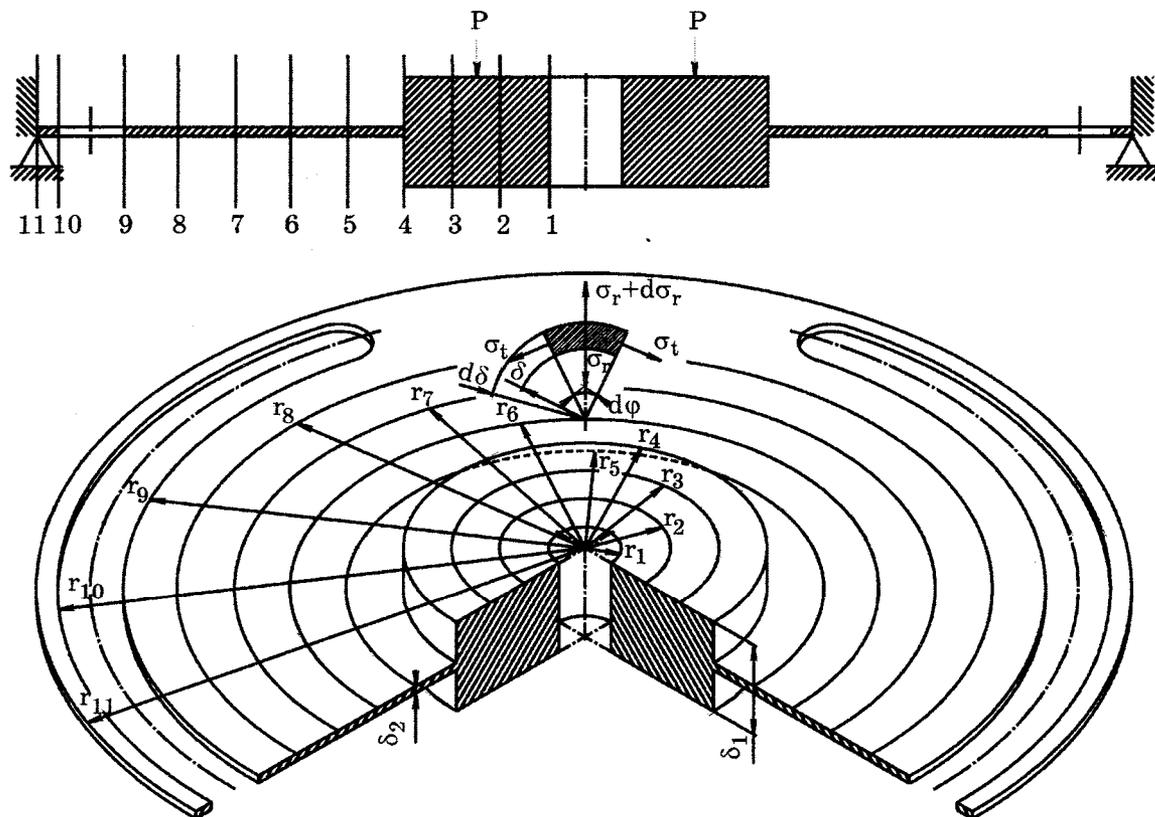


Рис. 4. Схема расчета на прочность опорной плиты роторно-центробежной мельницы: $r_1 = 20$ мм; $r_2 = 47$ мм; $r_3 = 74$ мм; $r_4 = 100$ мм; $r_5 = 130$ мм; $r_6 = 160$ мм; $r_7 = 190$ мм; $r_8 = 220$ мм; $r_9 = 260$ мм; $r_{10} = 290$ мм; $r_{11} = 300$ мм; $\delta_1 = 60$ мм; $\delta_2 = 5$ мм.

где P – нагрузка, приложенная к внутреннему контуру плиты, Н ($P = 200$); δ_j – текущая толщина диска, м; μ – коэффициент Пуассона для материала диска, Па·с ($\mu = 0.26$ для Ст 3 ГОСТ 380-94); $\alpha = r_{11} / r_1$ – отношение внешнего радиу-

са плиты (r_{11}) к ее внутреннему радиусу (r_1); $x_i = r_i / r_1$ – отношение текущего радиуса плиты (r_i) к ее внутреннему радиусу (r_1).

Кольцевые напряжения можно определить по формуле

$$\sigma_t = \frac{3P}{2\pi\delta_j^2} \cdot [(1 - \mu)\alpha^2 \frac{(1 + \mu) \ln \alpha - 1}{(1 - \mu)\alpha^2 + (1 + \mu)} \times \frac{x_i^2 + 1}{x_i^2} - (1 + \mu) \ln x_i + (1 - \mu)], \quad (15)$$

В нашем случае эквивалентные напряжения, действующие на опорную плиту мельницы, целесообразнее всего определять по теории наибольших напряжений [5]. Согласно данной теории за эквивалентное принимается одно из двух напряжений (радиальное или кольцевое), которое будет наибольшим для данного кольцевого сечения опорной плиты.

$$\sigma_{экр} = \max\{|\sigma_r|, |\sigma_t|\}, \quad (16)$$

На основании всестороннего анализа формул (14), (15) и (16) можно предположить квадратичный характер зависимости радиальных (σ_r), кольцевых (σ_t) и эквивалентных ($\sigma_{экр}$) напряжений от текущего радиуса опорной плиты (δ_j). Исходя из этого, минимально допускаемую толщину опорной плиты можно определить по следующей формуле [6]

$$[\delta_j] = \sqrt{\frac{\sigma_{экр}}{[\sigma]}} \cdot \delta_j, \quad (17)$$

Расчет оптимальной толщины опорной плиты мельницы выполнялся с использованием ЭВМ, по средствам специально разработанной программы. Основные результаты расчета оптимальной толщины опорной плиты мельницы представлены на рисунках 5 и 6.

После аппроксимации кривой $[\delta] = f(r)$ (рис. 6) была получена эмпирическая зависимость $[\delta] = -3.15 - 1.21 \cdot \ln r - 3.26 / \ln r$, которая с достаточной степенью точности (сходимость 98%) позволяет определять минимально допускаемую толщину опорной плиты мельницы в зависимости от ее радиуса.

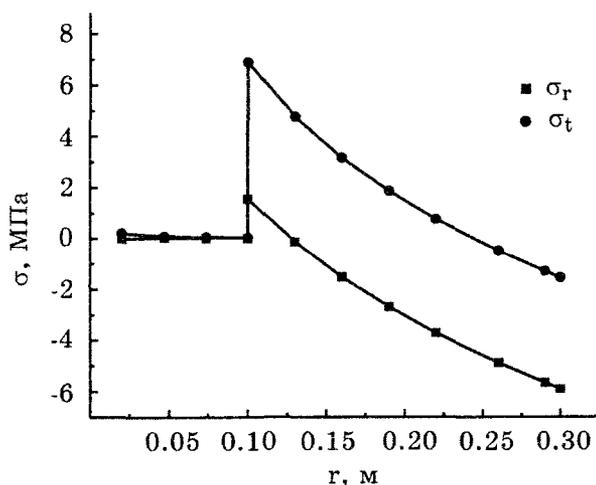


Рис. 5. Зависимость радиальных и кольцевых напряжений от радиуса опорной плиты мельницы.

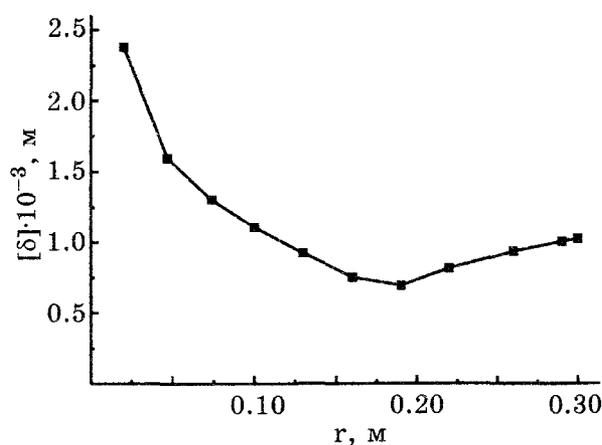


Рис. 6. Зависимость минимально допускаемой толщины опорной плиты мельницы от ее радиуса.

Библиография

1. Гарабажиу А. А. Энергосберегающая роторно-центробежная мельница для тонкого помола сыпучих и кусковых материалов //Архитектурно-строительное материаловедение на рубеже веков: Материалы докладов Международной интернет-конференции, 20 окт. 2002г. / Минист. образ. РФ. БелГТАСМ. Белгород: Изд-во БелГТАСМ, 2002. С. 26–32.
2. Патент РФ № 4707. Мельница. Левданский А. Э., Гарабажиу А. А., Левданский Э. И., Левданский С. Э.
3. Гарабажиу А. А., Мурог В. Ю. Теоретические исследования процессов измельчения и классификации сыпучих материалов в роторно-центробежной мельнице. // Химическая промышленность, 2003. № 5. с. 3–11.
4. Сергеев Б. М. Расчет на прочность деталей машин пищевых производств. М.: Машиностроение, 1969. 143 с.
5. Канторович З. Б. Основы расчета химических машин и аппаратов. М.: Машиностроение, 1960. 744 с.
6. Л. М. Батунер, М. Е. Позин. Математические методы в химической технике. Л.: Химия, 1971. 824 с.