

Александр Андреевич ГАРАБАЖИУ,
кандидат технических наук,
доцент кафедры
"Машины и аппараты
силикатных производств"
Белорусского государственного
технологического университета

Сергей Александрович ГАРБАР,
студент
Белорусского государственного
технологического университета

РАСЧЕТ ОПТИМАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РОТОРНО-ЦЕНТРОБЕЖНОЙ МЕЛЬНИЦЫ ДЛЯ ТОНКОГО ПОМОЛА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ

CALCULATION OF OPTIMUM THICKNESS FOR BASIC STRUCTURAL ELEMENTS OF THE ROTARY-CENTRIFUGAL MILL FOR FINE GRINDING OF LOOSE MATERIAL

На основании анализа специальной научно-технической литературы в статье приводятся адаптированные методики расчета оптимальной толщины роторного диска, опорной плиты и разгонных лопаток энергосберегающей роторно-центробежной мельницы с непрерывной проточной классификацией сыпучих материалов. По результатам расчета были построены графические зависимости напряжений и оптимальной толщины роторного диска, опорной плиты и разгонных лопаток мельницы от их радиуса, а также получены эмпирические зависимости, которые с достаточной степенью точности позволяют определить минимально допускаемую толщину выше упомянутых конструктивных элементов мельницы в зависимости от их текущего радиуса.

Представленные в статье адаптированные методики расчета оптимальной толщины роторного диска, опорной плиты и разгонных лопаток роторно-центробежной мельницы могут быть использованы для прочностного расчета соответствующих конструктивных элементов машин и аппаратов аналогичного принципа действия в лабораторном, полупромышленном или промышленном исполнении.

Basing on the analysis of special scientific and technical literature, this article presents the adapted procedures for calculating the optimum thickness of the rotary disk, bearing plate and bowed blades of the energy-saving rotary-centrifugal mill with continuous flowing classification of loose material. The pressures and optimum thickness of the rotary disk, bearing plate and bowed blades were plotted against their radius by the results of calculations and the empirical dependencies were obtained, which allow, with the sufficient degree of accuracy, determining the minimally acceptable thickness of the structural elements of the mill depending on their current radius.

The adapted procedures for calculating the optimum thickness of the rotary disk, bearing plate and bowed blades of the rotary-centrifugal mill may be used for strength design of the corresponding structural elements of the machines and units of the analogous principle of operation in laboratory, semi-industrial and industrial models.

ВВЕДЕНИЕ

Интенсификация технологических процессов при снижении их энергоемкости является актуальной задачей для большинства современных производств Республики Беларусь. Не является исключением в этом плане и промышленность строительных материалов, где используются такие энергоемкие процессы как сушка, обжиг, помол материалов и т. д. В большинстве случаев данная задача решается путем создания и внедрения новых высокоэффективных энергосберегающих машин и аппаратов той или иной технологической направленности.

Экспериментальные и теоретические исследования, промышленные испытания и внедрение результатов проведенных в последние годы работ показывают, что среди новых разработок важное место занимают машины и аппараты, в которых используется проточный способ разделения многофазных систем [1]. К машинам данного типа можно отнести и роторно-центробежную мельницу с непрерывной проточной классификацией

сыпучих материалов [2], которая успешно зарекомендовала себя при тонком помоле различных стройматериалов (извести, гипсового камня и т. д.). Так, например, использование данной мельницы в производстве извести, вместо применяемой в настоящее время барабанной шаровой мельницы, даст возможность снизить расход электроэнергии на помол в 8–10 раз, увеличить степень измельчения извести в 1,5–2 раза [3].

Конструктивные особенности и принцип действия энергосберегающей роторно-центробежной мельницы с непрерывной проточной классификацией готового продукта подробно изложены в работах [2–5].

При проектировании промышленного образца данной мельницы большой практический интерес представляет расчет оптимальной толщины ее основных (наиболее ответственных) конструктивных элементов, а именно роторного диска, нижней опорной плиты и разгонных лопаток. Знание оптимальной толщины основных конструктивных элементов мельницы позволит обеспечить высокую надежность и долговечность эксплуатации машины в целом.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ РОТОРНОГО ДИСКА МЕЛЬНИЦЫ

Быстровращающиеся диски являются элементами многих машин и аппаратов химической промышленности и промышленности строительных материалов (центрифуги, сепараторы, дробилки, мельницы, смесители и т. п.). К дискам подобного рода предъявляются повышенные требования по прочностным характеристикам.

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 методик, изложенных в [6, 7].

Расчетная схема роторного диска мельницы представлена на рис. 1.

Для определения оптимальной толщины роторного диска мельницы 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 [6].

Напряжения на наружном контуре диска можно определить по формуле

$$\sigma_{R_2} = \frac{F}{A} = \frac{nm\omega^2 \cdot R_2}{2\pi R_2 \cdot \delta_2} = \frac{nm\omega^2}{2\pi \delta_2}, \quad (1)$$

где F — центробежная сила, Н;
 A — площадь диска по толщине, м²;
 n — число лопаток диска, шт. ($n = 8$);
 m — масса лопатки, кг ($m = 0,5$);

ω — угловая скорость вращения диска, рад/с ($\omega = 314$);
 R_2 — внешний радиус диска, м ($R_2 = r_{10} = 0,25$);
 δ_2 — толщина внешней части диска, м ($\delta_2 = 0,005$).

Радиальные напряжения в первом приближении можно определить по формуле

$$(\sigma_r)_1 = \frac{1}{\delta_1} \cdot \left(B \cdot \int_{R_1}^r \frac{\delta_j E}{r_i^{2+\mu}} dr_i - \rho \omega^2 \cdot \int_{R_1}^r \delta_j r_i dr_i + \delta_1 \sigma_{R_1} \right) \quad (2)$$

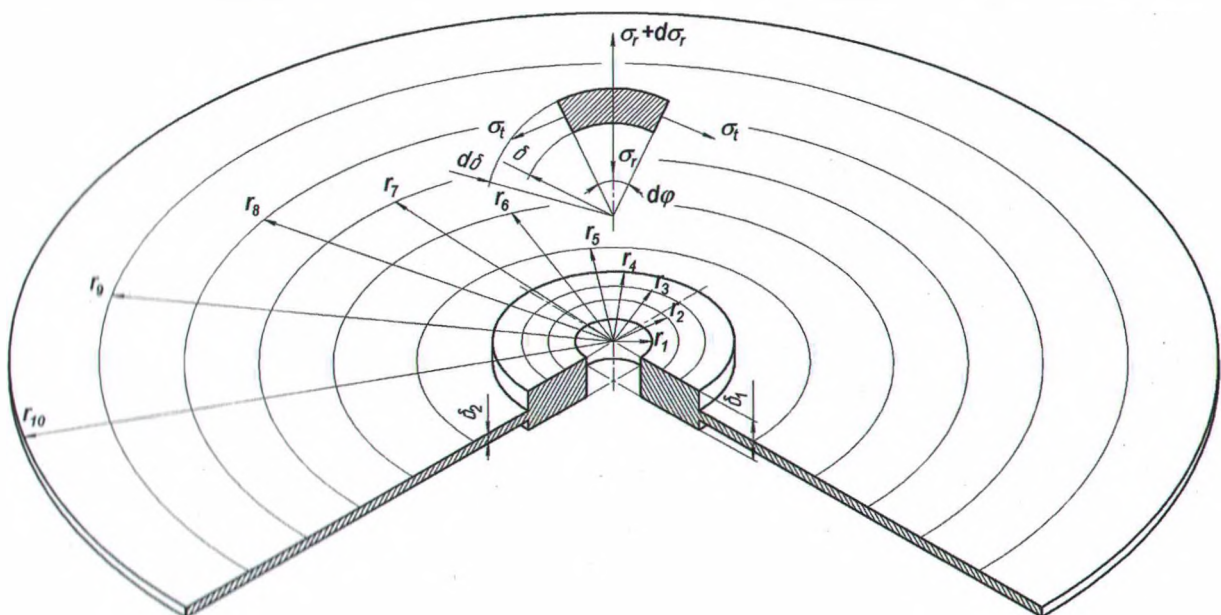
где j — текущая толщина диска, м;
 B — коэффициент;
 r_i — текущий радиус диска, м;
 R_1 — радиус отверстия диска, м ($R_1 = r_1 = 0,016$);
 E — модуль упругости материала диска, Па;
 ρ — плотность материала диска, кг/м³ ($\rho = 7626$ для стали 35 по ГОСТ 1050-88);
 μ — коэффициент Пуассона для материала диска, Па·с ($\mu = 0,28$);
 δ_1 — толщина внутренней части диска, м.

Коэффициент B можно определить по формуле

$$B = \left(\sigma_{R_2} \delta_2 - \sigma_{R_1} \delta_1 + \rho \omega^2 \cdot \int_{R_1}^{R_2} \delta_j r_i dr_i \right) / \left(\int_{R_1}^{R_2} \frac{\delta_j E}{r_i^{2+\mu}} dr_i \right) \quad (3)$$

Радиальные напряжения во втором приближении можно определить из выражения

$$(\sigma_r)_2 = \frac{1}{\delta_1} \cdot \left(\int_{R_1}^r \frac{\delta_j}{r_i} C dr_i - \rho \omega^2 \cdot \int_{R_1}^r \delta_j r_i dr_i + \delta_1 \sigma_{R_1} \right) \quad (4)$$



$r_1 = 0,016$ м; $r_2 = 0,044$ м; $r_3 = 0,072$ м; $r_4 = 0,1$ м; $r_5 = 0,12$ м; $r_6 = 0,14$ м;
 $r_7 = 0,16$ м; $r_8 = 0,19$ м; $r_9 = 0,22$ м; $r_{10} = 0,25$ м; $\delta_1 = 0,04$ м; $\delta_2 = 0,005$ м

Рис. 1. Расчетная схема роторного диска мельницы

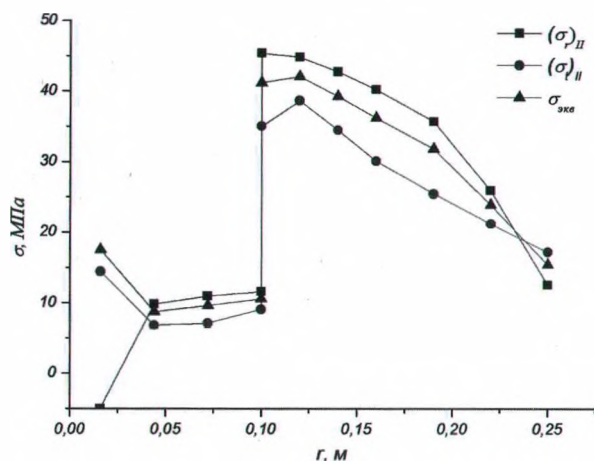


Рис. 2. Зависимость радиальных, кольцевых и эквивалентных напряжений от радиуса роторного диска мельницы

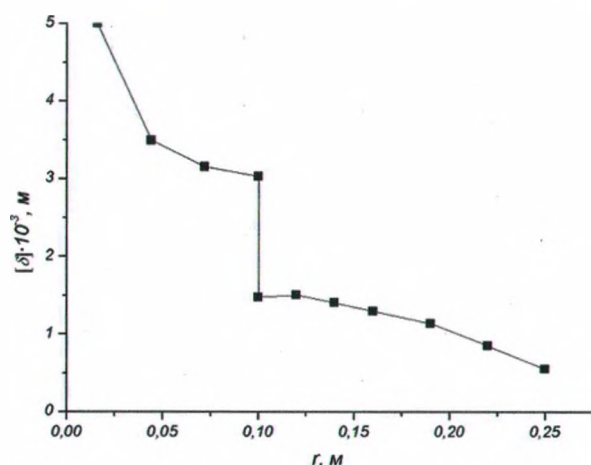


Рис. 3. Зависимость минимально допускаемой толщины роторного диска мельницы от его радиуса

где C — коэффициент, равный:

$$C = H_1 + \frac{A_2 E}{r_i^{1+\mu}}, \quad (5)$$

здесь H_1 — коэффициент, равный:

$$H_1 = -(1-\mu) \cdot (\sigma_r)_i + \frac{1-\mu^2}{r_i^{1+\mu}} E \int_{r_i}^r \frac{(\sigma_r)_i \cdot r_i^\mu}{E} dr_i, \quad (6)$$

A_2 — коэффициент, равный:

$$A_2 = \frac{\rho \omega^2 \cdot \int_{R_1}^{R_2} r_i \delta_i dr_i - \int_{R_1}^{R_2} \frac{\delta_i}{r_i} H_1 dr_i}{\int_{R_1}^{R_2} \frac{E \delta_i}{r_i^{2+\mu}} dr_i}, \quad (7)$$

Кольцевые напряжения во втором приближении можно определить по формуле

$$(\sigma_r)_II = \mu \cdot (\sigma_r)_I + \frac{(1-\mu^2) \cdot E}{r_i^{1+\mu}} \int_{r_i}^r \frac{r_i^\mu}{E} \cdot (\sigma_r)_I dr_i + \frac{A_2 E}{r_i^{1+\mu}}. \quad (8)$$

Эквивалентные напряжения, действующие на быстровращающийся диск мельницы, определяются по формуле, приведенной в [8]

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_r - \sigma_m)^2 + (\sigma_\phi - \sigma_r)^2 + (\sigma_m - \sigma_r)^2]} \leq [\sigma], \quad (9)$$

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

На основании всестороннего анализа формул (4), (8) и (9) можно предположить линейный характер зависимости радиальных $(\sigma_r)_II$, кольцевых $(\sigma_\phi)_II$ и эквивалентных $\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}}$ напряжений от текущей толщины роторного диска δ_i . Исходя из этого, минимально допускаемую толщину роторного диска можно определить согласно [9] по следующей формуле

$$[\delta_i] = \frac{\sigma_{\text{экв}}^{\text{IV}}}{[\sigma]} \cdot \delta_i, \quad (10)$$

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

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

После аппроксимации кривой $[\delta] = f(r)$ (см. рис. 3) была получена эмпирическая зависимость $[\delta] = 5,83 + 15,42r \cdot \ln r$, которая с достаточной степенью точности (сходимость 95 %) позволяет определять минимально допускаемую толщину роторного диска мельницы в зависимости от его радиуса.

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 concentricно ее внешнему контуру. Центральная часть опорной плиты выполняется утолщенной (в виде ступицы) для жесткого крепления к ней электродвигателя (рис. 4).

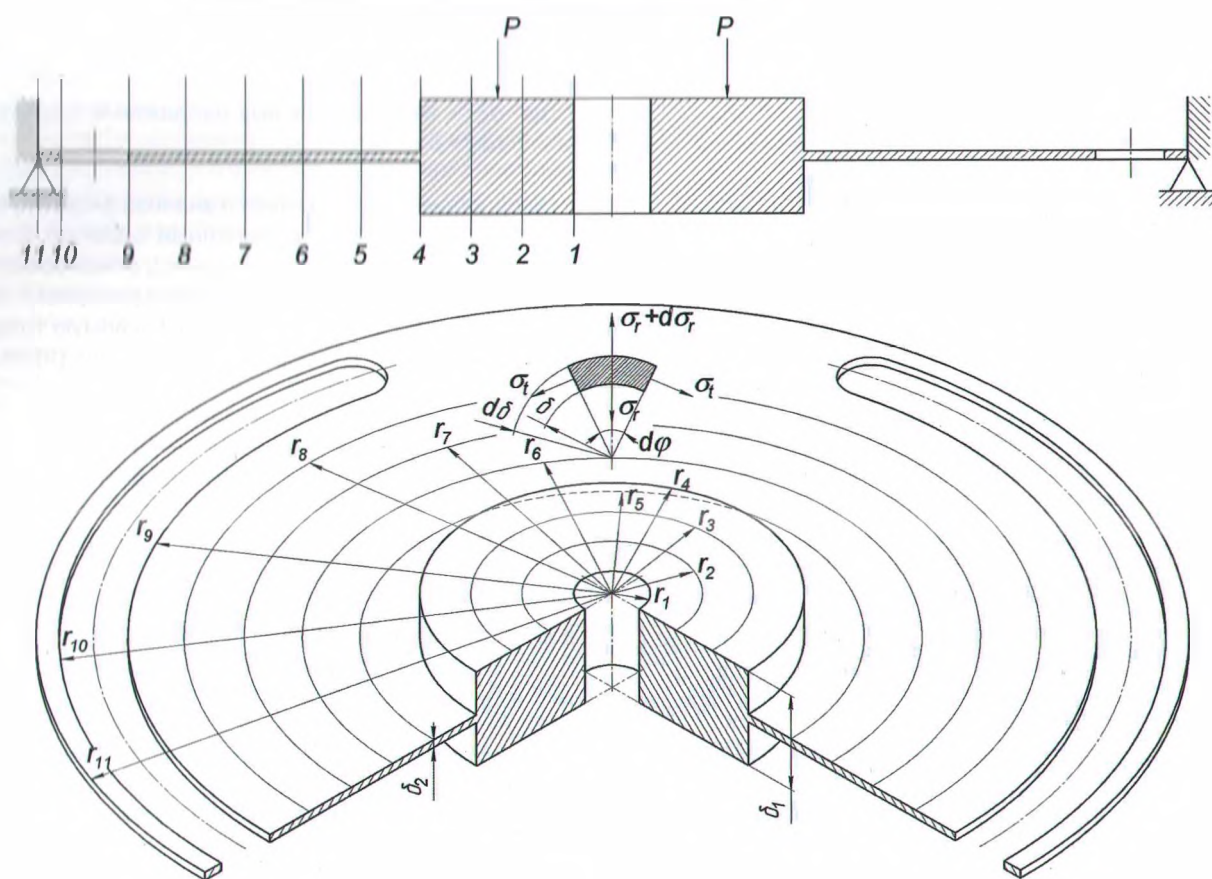
Нижнюю опорную плиту мельницы на основании методики [8] можно рассчитать на прочность как кольцевую пластину, опертую и жестко заделанную по внешнему контуру, испытывающую при этом статическую нагрузку по внутреннему контуру от веса электродвигателя, по кольцевым и радиальным напряжениям.

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

Для определения оптимальной толщины опорной плиты мельницы вначале необходимо разбить ее профиль concentricескими 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

$$\sigma_r = \frac{3P}{2\pi\delta_i^2} \left[(1-\mu) \cdot \alpha^2 \cdot \frac{(1+\mu) \cdot \ln \alpha - 1}{(1-\mu) \cdot \alpha^2 + (1+\mu)} \cdot \frac{x_i^2 - 1}{x_i^2} - (1+\mu) \cdot \ln x_i \right], \quad (11)$$



$r_1 = 0,02 \text{ м}; r_2 = 0,047 \text{ м}; r_3 = 0,074 \text{ м}; r_4 = 0,1 \text{ м}; r_5 = 0,13 \text{ м}; r_6 = 0,160 \text{ м};$
 $r_7 = 0,19 \text{ м}; r_8 = 0,22 \text{ м}; r_9 = 0,26 \text{ м}; r_{10} = 0,29 \text{ м}; r_{11} = 0,3 \text{ м}; \delta_1 = 0,06 \text{ м}; \delta_2 = 0,005 \text{ м}$

Рис. 4. Расчетная схема нижней опорной плиты мельницы

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 Ст3 ГОСТ 380-94);

$\alpha = r_{11}/r_1$ — отношение внешнего радиуса 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

$$\sigma_t = \frac{3P}{2\pi\delta_j} \left[(1-\mu) \cdot \alpha^2 \cdot \frac{(1+\mu) \cdot \ln \alpha - 1}{(1-\mu) \cdot \alpha^2 + (1+\mu)} \cdot \frac{x_i^2 + 1}{x_i^2} - (1+\mu) \cdot \ln x_i + (1-\mu) \right] \quad (12)$$

В нашем случае эквивалентные напряжения, действующие на опорную плиту мельницы, целесообразнее всего определять по теории наибольших напряжений [8]. Согласно данной теории за эквивалентное принимается одно из двух напряжений (радиальное или кольцевое), которое будет наибольшим для данного кольцевого сечения опорной плиты мельницы

$$\sigma_{\text{экв}} = \max \{ |\sigma_r|, |\sigma_t| \} \quad (13)$$

На основании всестороннего анализа формул (11)–(13) можно предположить квадратичный характер зависимости

радиальных σ_r , кольцевых σ_t и эквивалентных $\sigma_{\text{экв}}$ напряжений от текущей толщины опорной плиты δ_j . Исходя из этого, минимально допускаемую толщину опорной плиты можно определить по следующей формуле, приведенной в [9]

$$[\delta_j] = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{экв}}}{[\sigma]}} \cdot \delta_j, \quad (14)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение материала опорной плиты, МПа ($[\sigma] = 125$).

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

После аппроксимации кривой $[\delta] = f(r)$ (см. рис. 6) была получена эмпирическая зависимость $[\delta] = -3,15 - 1,21 \ln r - 3,26/\ln r$, которая с достаточной степенью точности (сходимость 98 %) позволяет определять минимально допускаемую толщину опорной плиты мельницы в зависимости от ее радиуса.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ТОЛЩИНЫ РАЗГОННЫХ ЛОПАТОК МЕЛЬНИЦЫ

Ротор энергосберегающей мельницы с непрерывной проточной классификацией готового продукта [2–5]

снабжен восемью разгонными радиальными лопатками, которые жестко крепятся к роторному диску аппарата, перпендикулярно его верхней торцевой поверхности (рис. 7). Разгонные лопатки мельницы изготавливаются из износостойкой стали, например, стали 35Г2 по ГОСТ 4543-71, поставляемой в виде листового проката.

Разгонную лопатку мельницы на основании методики [7] можно рассчитать на прочность как консольно закрепленную балку прямоугольного сечения, нагруженную усилиями от воздействия обрабатываемого материала P_m , находящегося в межлопастном пространстве ротора мельницы, и центробежной силы $P_{ц}$.

Расчетная схема разгонной лопатки мельницы представлена на рис. 7.

Для определения максимальных изгибающих моментов, действующих на разгонную лопатку мельницы, необходимо вначале определить численные значения центробежной силы $P_{ц}$ и усилия P_m .

Центробежную силу $P_{ц}$, действующую на разгонную лопатку мельницы, можно определить по формуле

$$P_{ц} = m_n \omega^2 r_i = h \delta_i r_i^2 \rho_n \omega^2, \quad (15)$$

где m_n — масса одной разгонной лопатки, кг;
 ω — угловая скорость вращения ротора мельницы, рад/с ($\omega = 314$);
 r_i — текущий радиус разгонной лопатки, м ($r_i \in [r_1; r_2]$);
 r_1 — начальный радиус разгонной лопатки, м ($r_1 = 0,12$);
 r_2 — конечный радиус разгонной лопатки, м ($r_2 = 0,3$);
 h — высота разгонной лопатки, м ($h = 0,08$);
 δ_i — текущая толщина лопатки, м;
 ρ_n — плотность материала лопатки, кг/м³ ($\rho_n = 7790$ для стали 35Г2 по ГОСТ 4543-71).

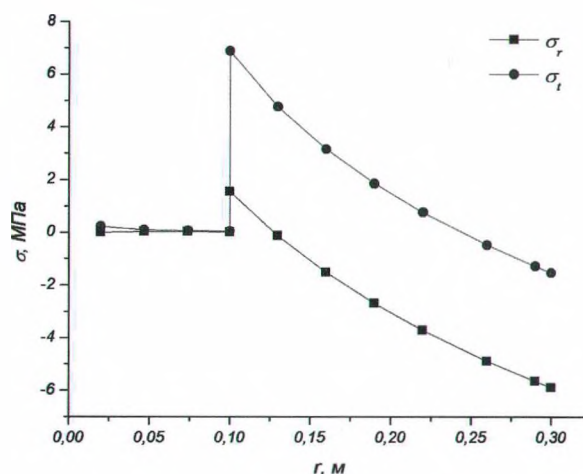


Рис. 5. Зависимость радиальных и кольцевых напряжений от радиуса опорной плиты мельницы

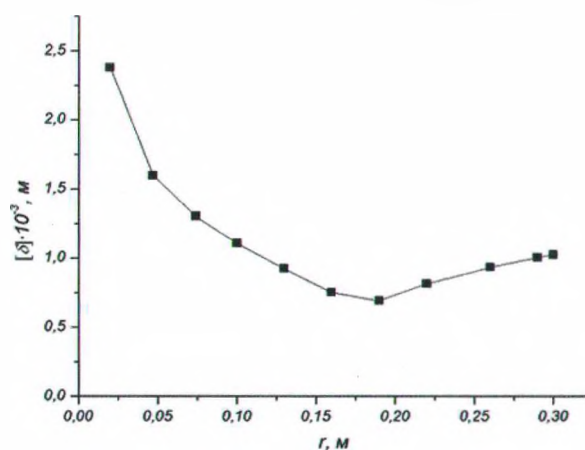
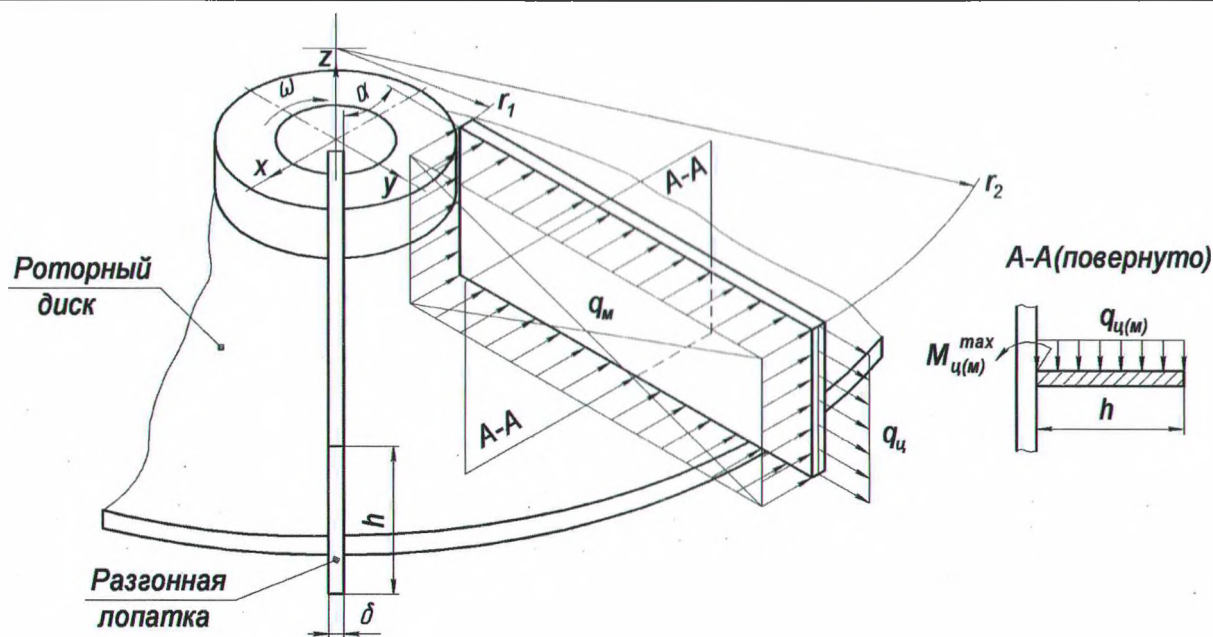


Рис. 6. Зависимость минимально допускаемой толщины опорной плиты мельницы от ее радиуса



$$r_1 = 0,12 \text{ м}; r_2 = 0,3 \text{ м}; \delta = 0,005 \text{ м}; h = 0,08 \text{ м}; \omega = 314 \text{ рад/с}; \alpha = 45$$

Рис. 7. Расчетная схема разгонной лопатки мельницы

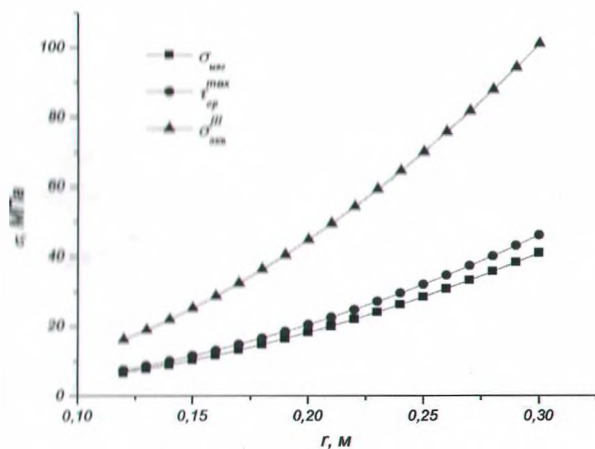


Рис. 8. Зависимость напряжений изгиба, среза и эквивалентных напряжений от текущего радиуса разгонной лопатки мельницы

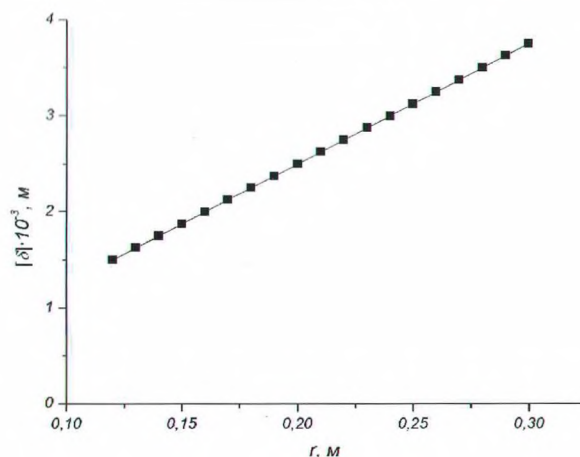


Рис. 9. Зависимость минимально допускаемой толщины разгонной лопатки мельницы от ее текущего радиуса

Максимальный изгибающий момент $M_{\text{изг}}^{\text{max}}$ от центробежной силы $P_{\text{ц}}$ в месте крепления разгонной лопатки к роторному диску мельницы можно определить по формуле

$$M_{\text{изг}}^{\text{max}} = \frac{1}{2} \cdot q_{\text{ц}} \cdot h^2 = \frac{1}{2} \cdot P_{\text{ц}} \cdot h, \quad (16)$$

где $q_{\text{ц}}$ — нагрузка от центробежной силы $P_{\text{ц}}$, равномерно распределенная по всей высоте лопатки, Н/м.

Предположим, что обрабатываемый материал в процессе работы роторно-центробежной мельницы [2–5] полностью заполняет межлопастное пространство ротора (крайний случай), и при его вращении давит на плоскую поверхность разгонных лопаток с силой $P_{\text{м}}$. В данном случае усилие $P_{\text{м}}$ можно определить по следующей формуле

$$P_{\text{м}} = m_{\text{м}} \cdot g = V_{\text{м}} \cdot \gamma_{\text{м}} \cdot g, \quad (17)$$

где $m_{\text{м}}$ — масса обрабатываемого материала (например, гипса), заполняющего пространство между двумя соседними лопатками ротора мельницы, кг;

g — ускорение свободного падения, м/с²;

$V_{\text{м}}$ — объем обрабатываемого материала, заполняющего пространство между двумя соседними лопатками ротора мельницы, м³;

$\gamma_{\text{м}}$ — насыпная плотность обрабатываемого материала, кг/м³ ($\gamma_{\text{м}} = 1200$ для гипса).

Предположим, что обрабатываемый материал заполняет пространство между двумя соседними лопатками ротора мельницы в форме прямой трапециевидальной призмы высотой h и с углом раствора двух ее боковых граней α (см. рис. 7).

Тогда после подстановки и соответствующих преобразований формула (17) примет вид

$$P_{\text{м}} = \frac{1}{2} \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot h \cdot \sin \alpha \cdot \gamma_{\text{м}} \cdot g, \quad (18)$$

где α — угол между внутренними продольными поверхностями двух соседних лопаток ротора мельницы, град ($\alpha = 45^\circ$).

Максимальный изгибающий момент $M_{\text{изг}}^{\text{max}}$ от усилия $P_{\text{м}}$ в месте крепления разгонной лопатки к роторному диску мельницы можно определить по формуле

$$M_{\text{изг}}^{\text{max}} = \frac{1}{2} \cdot q_{\text{м}} \cdot h^2 = \frac{1}{2} \cdot P_{\text{м}} \cdot h, \quad (19)$$

где $q_{\text{м}}$ — нагрузка от усилия обрабатываемого материала $P_{\text{м}}$, равномерно распределенная по всей высоте лопатки, Н/м.

Тогда результирующий изгибающий момент $M_{\text{изг}}$ от действия центробежной силы $P_{\text{ц}}$ и усилия $P_{\text{м}}$ будет равен

$$M_{\text{изг}} = \sqrt{(M_{\text{изг}}^{\text{max}})^2 + (M_{\text{изг}}^{\text{max}})^2}. \quad (20)$$

Для консольно закрепленной балки прямоугольного сечения напряжение изгиба можно определить по следующей формуле

$$\sigma_{\text{изг}} = \frac{M_{\text{изг}}}{W_{\text{р}}} = \frac{M_{\text{изг}}}{\sqrt{W_x^2 + W_y^2}}, \quad (21)$$

где $W_{\text{р}}$ — результирующий момент сопротивления площади поперечного сечения разгонной лопатки, см³; W_x , W_y — момент сопротивления площади поперечного сечения разгонной лопатки относительно осей x и y соответственно, см³.

Для разгонной лопатки прямоугольного сечения согласно [10] будем иметь (см. рис. 7):

$$W_x = \frac{\delta_l \cdot (r_2 - r_1)^2}{6}, \quad (22)$$

$$W_y = \frac{(r_2 - r_1) \cdot \delta_l^2}{6}, \quad (23)$$

Наибольшие касательные напряжения (напряжения среза) для консольно закрепленной балки прямоугольного сечения можно определить по следующей формуле, приведенной в [10]

$$\tau_{\text{ср}}^{\text{max}} = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q_p}{F_6} = \frac{3}{2} \cdot \frac{\sqrt{P_u^2 + P_m^2}}{(r_2 - r_1) \cdot \delta_j}, \quad (24)$$

где Q_p — результирующая поперечная сила, действующая на консольную балку в рассматриваемом прямоугольном сечении, Н;
 F_6 — площадь поперечного сечения балки, м².

Эквивалентные напряжения, действующие на разгонную лопатку ротора мельницы, можно определить по формуле, приведенной в [8]

$$\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}} = \sqrt{\sigma_{\text{изг}}^2 + 4(\tau_{\text{ср}}^{\text{max}})^2} \leq [\sigma]. \quad (25)$$

На основании всестороннего анализа формул (21), (24) и (25) можно предположить квадратичный характер зависимости эквивалентных напряжений $\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}}$ от текущей толщины разгонной лопатки δ_j . Исходя из этого, минимально допускаемую толщину разгонной лопатки мельницы можно определить по следующей формуле, приведенной в [9]

$$[\delta_j] = \sqrt{\frac{\sigma_{\text{экв}}^{\text{III}}}{[\sigma]}} \cdot \delta_j, \quad (26)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение материала лопатки, МПа ($[\sigma] = 180$).

Расчет оптимальной толщины разгонной лопатки мельницы выполнялся с использованием ЭВМ, посредством специально разработанной программы. Основные результаты расчета оптимальной толщины разгонной лопатки мельницы представлены на рис. 8 и 9.

После аппроксимации кривой $[\delta] = f(r)$ (см. рис. 9) была получена эмпирическая зависимость $[\delta] = -2 - 15r^3 - 7,34/\ln r$, которая с достаточной степенью точно-

сти (сходимость 99 %) позволяет определять минимально допускаемую толщину разгонной лопатки мельницы в зависимости от ее радиуса.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- 1 В результате прочностного расчета роторного диска, опорной плиты и разгонных лопаток мельницы были получены графические зависимости:
 — радиальных, кольцевых и эквивалентных напряжений от радиуса роторного диска (см. рис. 2);
 — минимально допускаемой толщины роторного диска от его радиуса (см. рис. 3);
 — радиальных и кольцевых напряжений от радиуса опорной плиты (см. рис. 5);
 — минимально допускаемой толщины опорной плиты от ее радиуса (см. рис. 6);
 — напряжений изгиба и среза от радиуса разгонной лопатки (см. рис. 8);
 — минимально допускаемой толщины разгонной лопатки от ее радиуса (см. рис. 9), по которым можно четко проследить характер изменения напряжений и толщины выше упомянутых конструктивных элементов данного аппарата в зависимости от их текущего радиуса и использовать эти данные для последующего проектирования промышленного образца мельницы.
- 2 Полученные по результатам расчета эмпирические зависимости $[\delta] = f(r)$ позволяют с высокой степенью точности (сходимость 95 %–99 %) спрогнозировать минимально допускаемую толщину роторного диска, опорной плиты и разгонных лопаток мельницы в зависимости от их текущего радиуса.
- 3 Представленные в данной статье методики расчета оптимальной толщины роторного диска, опорной плиты и разгонных лопаток роторно-центробежной мельницы могут быть использованы для прочностного расчета соответствующих конструктивных элементов машин и аппаратов аналогичного принципа действия в лабораторном, полупромышленном или промышленном исполнении.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Левданский, Э.И. Энергосбережение при измельчении / Э.И. Левданский, А.Э. Левданский. — Минск: БГТУ, 1999. — 86 с.
2. Пат. 4770 РБ, МПК 6-В 02С 13/14. Мельница / А.Э. Левданский, А.А. Гарабажиу, Э.И. Левданский, С.Э. Левданский. — Заявл. 29.04.99; опубл. 21.05.02 // Изобретения. — 2002. — № 5.
3. Левданский, А.Э. Высокоэффективные проточные процессы и аппараты / А.Э. Левданский, Э.И. Левданский. — Минск: БГТУ, 2001. — 236 с.
4. Гарабажиу, А. А. Энергосберегающая роторно-центробежная мельница для тонкого помола сыпучих и кусковых материалов // Архитектурно-строительное материаловедение на рубеже веков: материалы докл. Междунар. интернет-конферен., 20 окт. 2002 г. / Минист. образ. РФ. БелГТАСМ. / А.А. Гарабажиу. — Белгород, 2002. — С. 26–32.
5. Гарабажиу, А. А. Теоретические исследования процессов измельчения и классификации сыпучих материалов в роторно-центробежной мельнице / А.А. Гарабажиу, В.Ю. Мурог // Химическая промышленность. — 2003. — № 5. — С. 3–11.
6. Тимонин, А.С. Основы конструирования и расчета химико-технологического и природоохранного оборудования. Справочник. Т. 1 / А.С. Тимонин. — Калуга: Издательство Н. Бочкаревой, 2002. — 852 с.
7. Сергеев, Б.М. Расчет на прочность деталей машин пищевых производств / Б.М. Сергеев. — М.: Машиностроение, 1969. — 143 с.
8. Канторович, З.Б. Основы расчета химических машин и аппаратов / З.Б. Канторович. — М.: Машиностроение, 1960. — 744 с.
9. Батунер, Л.М. Математические методы в химической технике / Л.М. Батунер, М.Е. Позин. — Л.: Химия, 1971. — 824 с.
10. Феодосьев, В. И. Соппротивление материалов / В.И. Феодосьев. — М.: Высшая школа, 1979. — 426 с.

Статья поступила в редакцию 03.10.07.