

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра машин и аппаратов химических и пищевых производств

С.Ю. Соловых, С.В. Антимонов

РАСЧЕТ МОЛОТКОВЫХ ДРОБИЛОК

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по направлениям подготовки 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Оренбург
2019

УДК 66-2
ББК 36.81я7+35.11я7
С60

Рецензент – доктор технических наук, доцент П.В. Медведев

Соловых, С.Ю.

С60 Расчет молотковых дробилок: методические указания / С.Ю. Соловых, С.В. Антимонов, Оренбургский гос. ун-т.– Оренбург: ОГУ, 2019. – 33 с.

Методические указания предназначены для получения навыков расчета и проектирования молотковых дробилок, даны рекомендации по выбору рациональных размеров элементов конструкции, приведена методика расчета на прочность основных конструктивных элементов дробилок.

Методические указания могут быть использованы при выполнении практических и лабораторных работ по дисциплинам «Измельчающее оборудование», «Процессы и аппараты пищевых производств», «Процессы и аппараты химических производств» и других дисциплин, связанных с технологическим оборудованием.

УДК 66-2
ББК 36.81я7+35.11я7

© Соловых С.Ю.,
Антимонов С.В., 2019
© ОГУ, 2019

Содержание

Введение	4
1 Определение теоретической производительности и потребной мощности.....	4
2 Расчет элементов ротора дробилки	6
2.1 Расчет размеров молотков	6
2.2 Расчет оси подвеса молотков	10
2.3 Расчет на прочность молотка дробилки.....	13
2.4 Расчет оси под втулки и шайбы	15
2.5 Расчет диска дробилки.....	16
2.6 Определение нагрузок, действующих на вал ротора дробилки	18
2.7 Расчет вала дробилки на прочность	22
2.8 Расчет вала дробилки на виброустойчивость.....	29
Список использованных источников	32

Введение

Конструирование молотковых дробилок начинают с выбора конструкции и определения геометрических размеров ротора, расчета теоретической производительности и определения потребной мощности. Затем составляют расчетную схему, вычисляют общий дисбаланс ротора и выполняют проверочные прочностные расчеты, в ходе которых уточняются геометрические размеры сечения, материалы наиболее нагруженных деталей.

1 Определение теоретической производительности и потребной мощности

Тип дробилки и диаметр ротора выбирают в зависимости от вида сырья и необходимой степени измельчения продукта на основании рекомендаций учебной и специальной литературы [1-5, 7,8,11] или на основании экспериментальных данных.

При конструировании по прототипу, подобие процесса измельчения в конструируемом образце и выбранном за прототип будет обеспечено, если у них:

- а) одинаковая толщина молотков и расстояние между ними;
- б) одинаковый зазор между молотками и обечайкой;
- в) одинаковая удельная площадь обечайки;
- г) одинаковая окружная скорость молотков.

Для обеспечения минимальной массы корпуса дробилки можно при выборе размеров ротора придерживаться следующего соотношения диаметра и длины, обеспечивающего минимальную площадь поверхности цилиндрических оболочек

$$D = 2\sqrt[3]{\frac{V}{2\pi}}, \quad (1)$$

$$L = 3\sqrt[3]{\frac{4V}{\pi}}, \quad (2)$$

где V – объем, занимаемый ротором дробилки, м³.

Выбрав тип дробилки и габаритные размеры ротора (диаметр и длину) рассчитывают ее производительность.

$$Q = \frac{3,6 \cdot k_1 \cdot \gamma \cdot D^2 \cdot L \cdot n}{60}, \quad (3)$$

где k_1 – эмпирический коэффициент, зависящий от типа и размеров ячеек ситовой поверхности;

γ – объемная масса измельчаемого продукта, кг/м³;

D – диаметр ротора дробилки, м;

L – длина ротора, м;

n – частота вращения ротора, мин⁻¹.

Значения коэффициента k_1 для решет с отверстиями до 3 мм – $(1,3 \dots 1,7) \cdot 10^{-4}$, от 3 до 10 мм – $(2,2 \dots 5,25) \cdot 10^{-4}$, большее значение выбирается для большего диаметра [4].

Можно посчитать и более упрощенным формулам, предложенным [3]:

при $D > L$

$$Q = 1,66 D^2 \cdot L \cdot n, \quad (4)$$

при $D < L$

$$Q = 1,66 \cdot L^2 \cdot n, \quad (5)$$

где D – диаметр ротора дробилки, м;

L – длина ротора, м;

n – частота вращения ротора, с⁻¹.

Потребную мощность определяют по выражению:

$$N = \frac{3,6 \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot \gamma \cdot D^2 \cdot L \cdot n}{60}, \quad (6)$$

где k_2 – электрический коэффициент (для мелкого и грубого помола $k_2 = 6,4 \dots 10,5$).

Возможно определить требуемую мощность по эмпирическому выражению

$$N = (360 \dots 540) Qi, \quad (7)$$

где Q – производительность, т/с;

i – степень измельчения.

2 Расчет элементов ротора дробилки

Перед началом расчета необходимо выбрать тип молотка и его геометрические размеры. При этом особое внимание уделяют обоснованному выбору его толщины, т.к. она оказывает существенное влияние на производительность и удельную энергоёмкость процесса измельчения. Рекомендации по выбору типа молотка можно найти в [2, 4], а по выбору его толщины в [5,8,10].

2.1 Расчет размеров молотков

Размеры молотков выбирают таким образом, чтобы выполнилось условие (рисунки 1, 5)

$$\rho^2 = c \cdot l, \quad (8)$$

где ρ – радиус инерции массы молотка относительно оси подвеса, м²;

c – расстояние от оси подвеса до центра тяжести молотка, м;

l – расстояние от оси подвеса до линии действия удара, м.

Причем, направление реакции ударного импульса должно быть перпендикулярным прямой, проведенной через центр отверстия и центр тяжести молотка, т.е. рабочая кромка должна быть параллельна этой прямой.

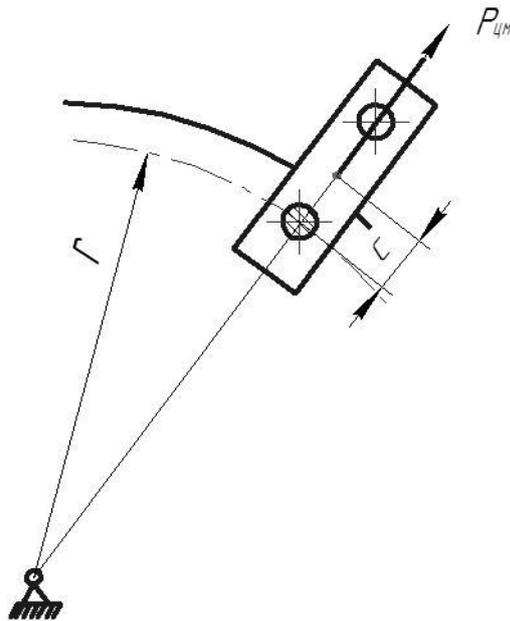


Рисунок 1 – К расчету молотка

Выполнение указанных условий обеспечивает уравновешенность молотка на удар. Однако этого недостаточно. Для обеспечения устойчивого движения молотка в процессе работы, необходимо чтобы не выполнялось следующее условие [4]

$$\omega^2 - \frac{g}{2 \cdot r} < \frac{4 \cdot m_m \cdot c \cdot r}{J} \omega^2 < \omega^2 + \frac{g}{2 \cdot r}, \quad (9)$$

где ω – угловая скорость ротора, рад/с;

g – ускорение свободного падения, м/с²;

$r = \frac{D}{2} - l$ – расстояние между осью ротора и осью подвеса молотка, м;

m_m – масса молотка, кг.

$J = m_v \cdot \rho^2$ – момент инерции молотка относительно оси подвеса, кг·м².

При выполнении этого неравенства необходимо уменьшить длину молотка и увеличить расстояние между осью ротора и осью подвеса молотка или, наоборот (в зависимости от конструкции дробилки), и повторять расчет, пока не будет не

выполняться условие (9), причем величина $r+l=D/2$ должна оставаться постоянной.

Для пластинчатых молотков прямоугольной формы с одним отверстием (одна из самых распространенных конструкций), квадрат радиуса инерции его относительно оси подвеса определяют по формуле [4]

$$\rho^2 = \rho_c^2 + c^2, \quad (10)$$

где $\rho_c^2 = \frac{a^2 + b^2}{12}$ – квадрат радиуса инерции молотка относительно его центра тяжести, м²;

a и b – соответственно длина и ширина молотка, м.

Полагая, что точка удара находится на конце молотка, можно записать

$$l = c + 0,5a \quad (11)$$

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6 \cdot a} \quad (12)$$

Для молотков с двумя отверстиями

$$\rho_c^2 = 0,5 \cdot a \cdot c \quad (13)$$

а значение c можно определить из выражения

$$c^2 + \left(\frac{a^2 b}{\pi d} - \frac{a}{2} \right) c - \frac{ab(a^2 + b^2)}{6\pi d^2} + \frac{d^2}{8} = 0, \quad (14)$$

где d – диаметр отверстий, м (можно ориентировочно принять 15...25 мм).

Зная основные размеры и конструктивные особенности ротора необходимо

сделать его эскиз, предварительно приняв решение о количестве молотков в пакете, число пакетов и дисков. На рисунках 2 и 3 приведены эскизы роторов дробилок А1-ДМ2Р и А1-ДРМ-20. Вал ротора обычно выполняют ступенчатым (первая ступень – под шкив или муфту; вторая – под подшипник; третья – под резьбу, а четвертая – под диски и втулки).

Ориентировочно диаметры ступеней можно рассчитать по формуле [4]

$$d_b = 1,2^n \cdot d_0, \quad (15)$$

где n – номер ступени;

$$d_0 = 0,0523 \sqrt[3]{\frac{N}{\omega}} \text{ – диаметр в опасном сечении, м;}$$

N – мощность электродвигателя, кВт;

ω – угловая скорость ротора, рад/с.

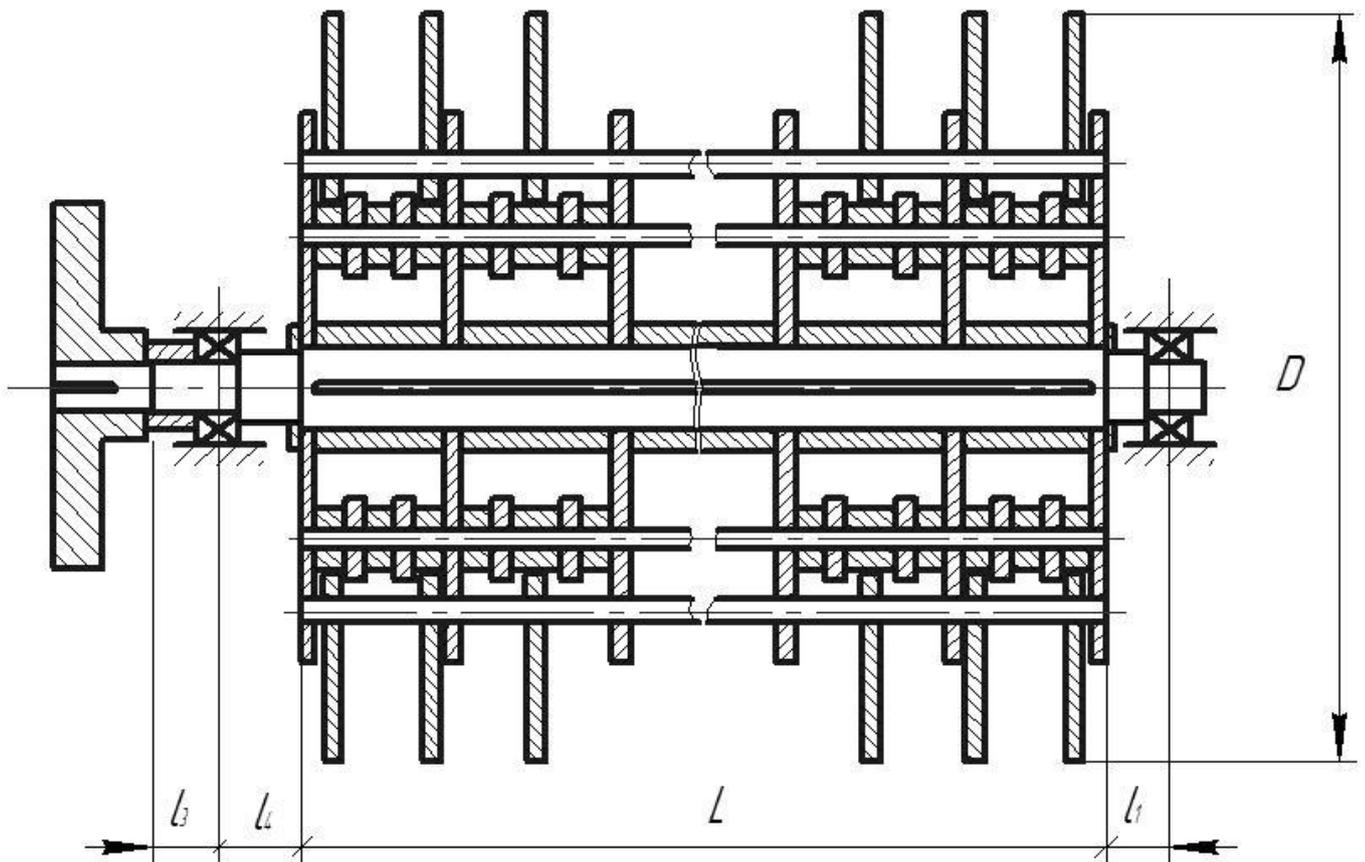


Рисунок 2 – Ротор дробилки А1-ДМ2Р

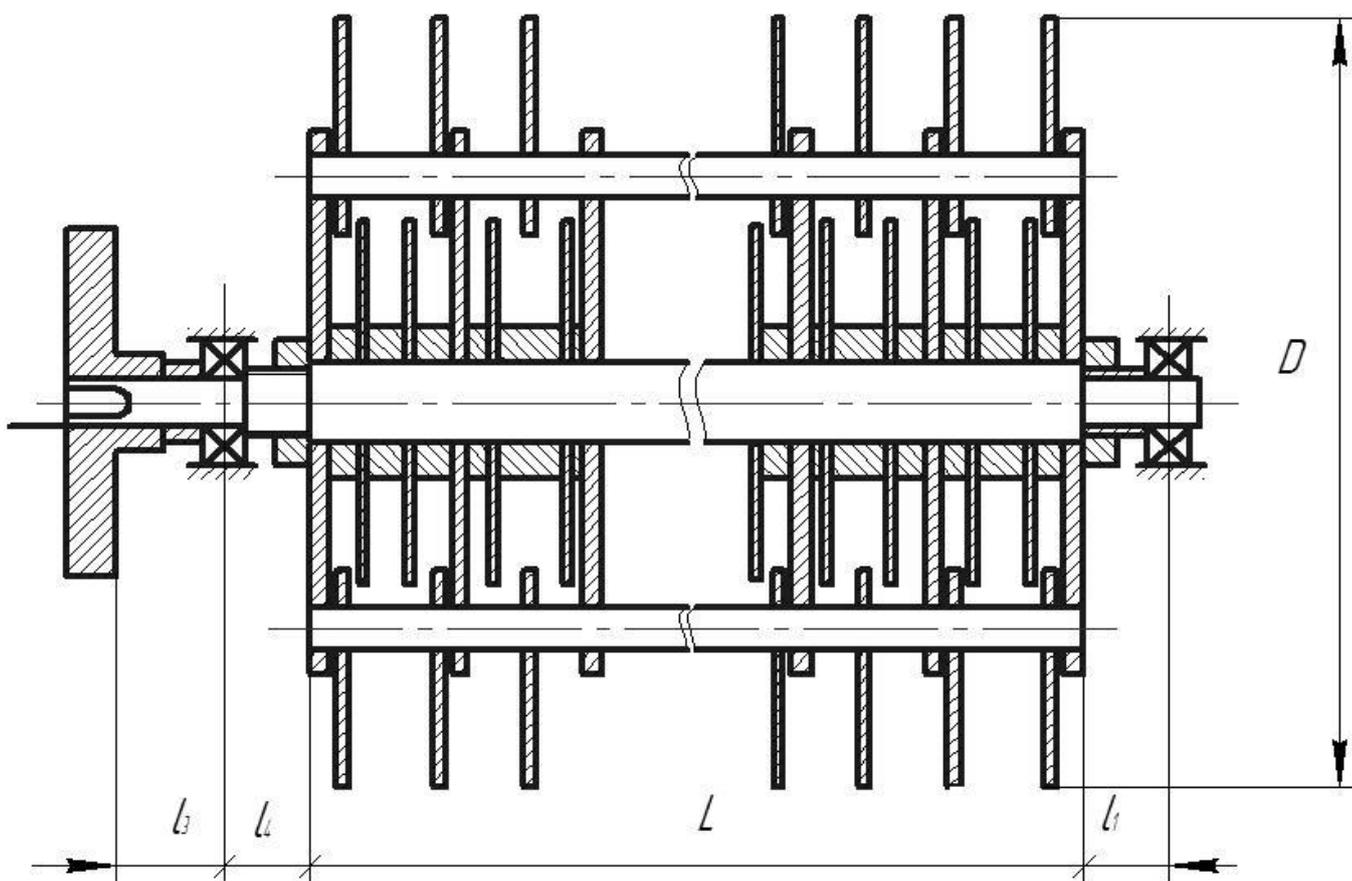


Рисунок 3 – Ротор дробилки А1-ДРМ-20

При выполнении эскиза неизвестные размеры назначают ориентировочно, например, толщину и наружный диаметр дисков (толщину ориентировочно можно принять 5...7 мм).

Расстояние между дисками назначают исходя из числа молотков в пакете и их толщины.

2.2 Расчет оси подвеса молотков

Ось молотков подвергается воздействию центробежных сил от вращения молотков и самой оси вокруг оси вращения ротора. Схема установки молотков на оси показана на рисунке 4. Диаметр оси определим из условия работы на изгиб при возможных пиковых нагрузках вдвое превышающих центробежную силу инерции молотков.

Центробежная сила инерция молотков

$$P_{цм} = m_m \cdot R_{цм} \cdot \omega^2 = a \cdot b \cdot \delta \cdot \rho_{ст} \cdot (c + r) \cdot \omega^2, \quad (16)$$

где m_m – масса молотка, кг;

$R_{цм}$ – радиус вращения центра масс молотка, м;

$\rho_{ст}$ – плотность материала молотка, кг/м³ (изготавливают из легированной термически обработанной вязкой износостойчивой стали, например сталь 65Г закаленная и отпущенная);

a, b, δ – длина, ширина и толщина молотка, м.

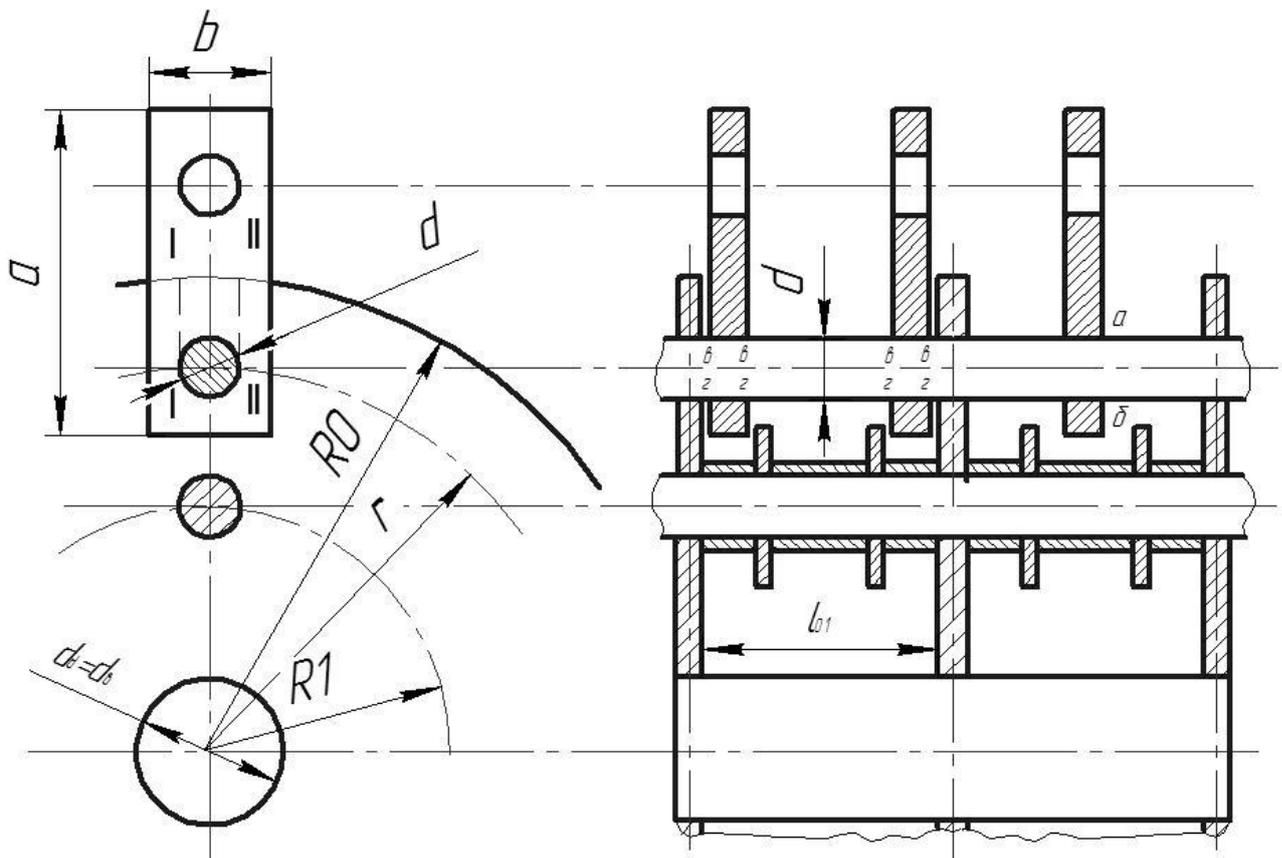


Рисунок 4 – Схема установки молотков на оси

Диаметр сечения оси определим по формуле

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{III}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}}, \quad (17)$$

где $M_{III} = \frac{2P_{цм} \cdot l_{01}}{4}$ – пиковый изгибающий момент в сечении $a-b$, Н·м;

$$l_{01} = \frac{L}{n_{\partial} - 1} - \text{расстояние между дисками, м;}$$

$[\sigma]_{-1}$ – допускаемое напряжение на изгиб материала оси, Па; (часто используют сталь 40Х);

n_{∂} – число дисков в роторе.

Полученное значение диаметра округляют в большую сторону до стандартного значения d_{01} . Затем проводят проверочный расчет на изгиб и срез с учетом центробежной силы инерции самой оси.

$$P_{\text{цo}} = \frac{\pi \cdot d_{01}^2 \cdot l_{01}}{4} \rho_{\text{ст}} \cdot r \cdot \omega^2, \quad (18)$$

где $P_{\text{цo}}$ – центробежная сила инерции участка оси между дисками, Н.

Максимальный изгибающий момент имеет место в центре пролета, где согласно схеме, изображенной на рисунке 4, расположен один молоток (сечение $a-b$)

$$M_{\text{И}} = \frac{P_{\text{цм}} + P_{\text{цo}}}{2} \cdot \frac{l_{01}}{2} \quad (19)$$

Условие прочности

$$\sigma_{\text{Иmax}} = \frac{M_{\text{И}}}{W_x} \leq [\sigma]_{-1}, \quad (20)$$

где $W_x \approx 0,1d^3$ – момент сопротивления сечения оси, м³.

Направление изгиба от пиковой кратковременной нагрузки принимаем в два раза больше, чем длительно действующее напряжение

$$\sigma_{\text{Ипик}} = 2 \cdot \sigma_{\text{Иmax}} \quad (21)$$

Запас прочности по текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{Итук}} \quad (22)$$

Условие прочности: $n_T \geq [n_T]$

Допустимый запас прочности по текучести можно принять, $[n_T] = 2,1$.

Проведем расчет запаса прочности оси на сдвиг.

Максимальное напряжение сдвига в сечении $\nu-2$ составит

$$\tau_c = \frac{2 \cdot P_{цм} + P_{цo}}{F_c}, \quad (23)$$

где $F_c = \frac{\pi d^2}{2}$ – площадь сдвига, м².

Условие прочности при сдвиге имеет вид

$$\tau_c \leq [\tau_c] \quad (24)$$

В случае невыполнения любого из приведенных условий необходимо увеличить диаметр оси до значения, ближайшего по ГОСТ и повторить расчет.

2.3 Расчет на прочность молотка дробилки

Рассчитав размеры молотка и диаметр отверстия в нем под ось, можно провести расчет на прочность. Расчет проводят с учетом центробежной силы на разрыв по сечению *I-I*, на срез по сечению *II-II* и *III-III* и на смятие по площади прилегания внутренней поверхности отверстия к его оси (рисунок 5).

Условие прочности молотка на разрыв

$$\sigma_p = \frac{P_{цм}}{(b-d) \cdot \delta} \leq [\sigma_p], \quad (25)$$

где $[\sigma_p] = \frac{\sigma_\sigma}{n \cdot K'_b}$ – допускаемое напряжение, Па;

σ_σ – предел прочности, Па;

$n=2$ – запас прочности;

$K'_b=2,2$ – коэффициент концентрации напряжений.

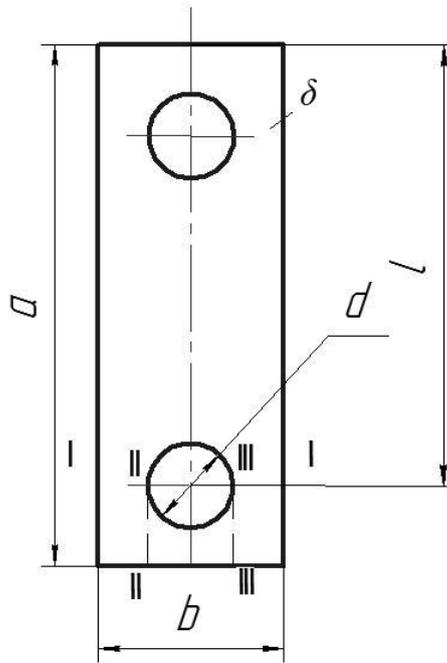


Рисунок 5 – Опасные сечения молотка

Условие прочности молотка на сдвиг

$$\tau_c = \frac{P_{цм}}{F_c} \leq [\tau_c], \quad (26)$$

где $F_c = 2(a - l - d/2)\delta$ – площадь сдвига по сечениям II-II и III-III, м².

Условие прочности на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{P_{цм}}{K_M d \delta} \leq [\sigma_{см}], \quad (27)$$

где $K_m=1,3$ – коэффициент, учитывающий форму сечения оси.

При невыполнении хотя бы одного из условий прочности, нужно взять более прочный материал и повторить расчет.

2.4 Расчет оси под втулки и шайбы

Ось испытывает изгибающие усилия от центробежных сил самой оси, втулок и шайб насаженных на нее. Будем полагать нагрузку распределенной равномерно по длине пролета, и проводить расчет в предположении возникновения пиковых нагрузок вдвое превышающих инерционные.

Масса шайб и втулок на оси

$$m_{o1} = \frac{\pi \cdot \{(d_{o1}^2 + 0,008)^2 \cdot L + [D_{u1}^2 - (d_{o1}^2 + 0,006)^2] \cdot S_{u1} \cdot Z_{u1}\} \cdot \rho_{cm}}{4}, \quad (28)$$

где d_{o1} – конструктивно принятый диаметр оси, м;

D_{u1} – наружный диаметр шайбы, м;

S_{u1} – толщина шайбы, м;

Z_{u1} – число шайб на оси, шт.

Инерционная сила, действующая на участок оси между двумя дисками

$$P_{u1} = \frac{P_{uo1}}{n_{\partial} - 1} = \frac{m_{o1} \cdot R_1 \cdot \omega}{n_{\partial} - 1}, \quad (29)$$

где R_1 – радиус вращения оси, м;

P_{uo1} – сила инерции всей оси с шайбами и втулками, Н.

Распределенная нагрузка от инерционных сил

$$q_{u1} = \frac{P_{u1}}{l_{o1}}, \quad (30)$$

где $l_{o1} = \frac{L}{n_{\partial} - 1}$ – расстояние между дисками, м.

Максимальный изгибающий момент

$$M_{uo1max} = \frac{q_{u1} \cdot l_{o1}^2}{8} \quad (31)$$

Условие прочности

$$\sigma_{max} = \frac{2 \cdot M_{uo1max}}{0,1 \cdot d_{o1}^3} \leq [\sigma]_{-1} \quad (32)$$

Если условие прочности не выполняется, необходимо увеличить диаметр d_{o1} и повторить расчет.

2.5 Расчет диска дробилки

Размеры диска и сопряженных с ним деталей берут из эскиза ротора (рисунок 2). Диск обычно выполняют из стали 45 или подобной ей по характеристикам. Диск дробилки подвергается воздействию объемных центробежных сил от вращения массы самого диска, сосредоточенных центробежных сил инерции от вращения молотков и их осей вокруг ротора, осей с распорными втулками и шайбами (если они предусмотрены конструкцией ротора).

Максимальные кольцевые напряжения от вращения самого диска имеют место на кромке центрального отверстия и составляют

$$\sigma_t = \rho_{cm} \cdot \omega^2 \cdot R_{\partial}^2 \cdot \frac{3 + \mu}{4} \cdot \left(1 + \frac{1 - \mu}{3 + \mu} \cdot \frac{r_{\partial}^2}{R_{\partial}^2} \right), \quad (33)$$

где R_{∂} – наружный радиус диска, м;

$\mu=0,3$ – коэффициент Пуассона;

$r_0=r_b$ – радиус центрального отверстия диска, м.

Максимальное напряжение на внутреннем контуре

$$\sigma_t = \frac{P_1 \cdot 2R_0^2}{(R_0^2 - r_0^2)}, \quad (34)$$

где P_1 – удельная нагрузка на единицу площади контура диска, Н/м².

Удельная нагрузка на единицу площади контура диска

$$P_1 = \frac{(P_{ум} \cdot Z_M + P_{u1} + P_{uo}) \cdot K}{2 \cdot \pi \cdot R_0 \cdot S_d}, \quad (35)$$

где $K=2$ – коэффициент, учитывающий влияние неравномерности распределения нагрузки по параметру контура;

Z_M – число молотков по обе стороны диска, шт;

S_d – толщина диска, м;

P_{uo} – сила инерции оси под молотки, приходящаяся на один диск, Н.

$$P_{uo} = \frac{2 \cdot P_u}{(n_0 - 1)} = \frac{2 \cdot m_o}{(n_0 - 1)} \cdot \omega^2 \cdot r \quad (36)$$

где P_u – центробежная сила инерции оси, Н;

$$m_o = \frac{\pi d^2}{4} \cdot L \cdot \rho_{cm} \text{ – масса оси, кг.}$$

Условие прочности по текучести

$$\sigma_{t0} = \sigma_t + \sigma_{t1} \leq [\sigma_T]_0 = 0,25 \cdot \sigma_T, \quad (37)$$

где σ_T – предел текучести, Па.

Условие прочности диска на сдвиг (рисунок 4, сечения I-I и II-II)

$$\tau_{tc} = \frac{Z_M \cdot P_{ц.м} + P_{uo}}{F_{c1}} \leq [\tau_c] \quad (38)$$

где $F_{c1} = 2S_{\partial}(R_{\partial} - r - d/2)$ – площадь сдвига, м².

При невыполнении условия (37) или (38) в зависимости от возможностей конструкции необходимо изменить толщину, диаметр или материал диска и повторить расчет. Диски и втулки изготавливают из обычных конструкционных сталей.

2.6 Определение нагрузок, действующих на вал ротора дробилки

На вал воздействуют: вес ротора, центробежная сила неуравновешенных вращающихся масс, крутящий момент и реакции в опорах.

Эскиз ротора представлен на рисунках 2 и 3.

В расчете ориентировочно принимают расстояние от диска до середины опоры равным $l=130$ мм и от середины опоры до линии действия центробежной силы несбалансированных масс полумуфты или шкива равным $l=160$ мм. После выполнения расчетов эти расстояния нужно уточнить в ходе конструирования опор.

Сила тяжести ротора в сборе

$$G_p = \left(\frac{\pi[(d_{\partial} + 0,012)^2(L + l_1 + l_3 + l_4) + (D_{\partial}^2 - d_{\partial}^2) \cdot S_{\partial} \cdot n_{\partial} + (D_{\partial 1}^2 - d_{\partial}^2)S_{\partial 1}n_{\partial 1}]}{4} \rho_{cm} + \right. \quad (39)$$

$$\left. + m_{муф} + (m_o + m_o')Z_0 + m_M \cdot n_M \right) \cdot g = m_p \cdot g$$

где $D_{\partial 1}$, $S_{\partial 1}$, $n_{\partial 1}$ – наружный диаметр, толщина и число дополнительных дисков;

d_{∂} – диаметр вала;

n_m – общее число молотков в дробилке;

m_p – масса ротора, кг;

Z_p – число осей в роторе, шт.

Центробежная сила от дисбаланса полумуфты

$$P_{ц.муф} = m_{муф} \cdot e_{ст.доп.м} \cdot \omega^2, \quad (40)$$

где $e_{ст.доп.м}$ – допускаемый дисбаланс полумуфты по пятому классу точности, м.

Центробежная сила инерции от дисбаланса ротора

$$P_{цр} = m_p \cdot e_{ст.доп.р} \cdot \omega^2, \quad (41)$$

где $e_{ст.доп.р}$ – допускаемый дисбаланс ротора, (за номинальный размер принять наружный диаметр диска), м.

Допустимые значения разницы в массах самой легкой и самой тяжелой детали (оси, втулки, шайбы, молотки) определяют, рассчитав их массу с верхним и нижним допускаемым отклонением размеров по пятому классу и взяв их разность.

Разница между центробежными силами, создаваемая рядом самых тяжелых и самых легких молотков определяется

$$\Delta P_{ум} = \Delta m_m \cdot (r + c) \cdot \omega^2 \cdot Z'_M, \quad (42)$$

где Δm_m – допускаемая разница в массах двух молотков, кг;

Z'_M – максимальное число молотков на одной оси, шт.

Разница между центробежными силами, создаваемыми осями молотков

$$\Delta P_{у.о.} = \Delta m_0 \cdot r \cdot \omega^2, \quad (43)$$

где Δm_0 – допускаемая разница в массах двух осей, кг.

Разница между центробежными силами, создаваемыми осями вместе с распорными втулками и шайбами

$$\begin{aligned} \Delta P_{uo1} &= (\Delta m_{o1} + \Delta m_{ш1} \cdot Z_{ш1} + \Delta m_{в1} \cdot Z_{в1}) \cdot \omega^2 \cdot R_1 = \\ &= \Delta m'_0 \cdot \omega^2 \cdot R_1 = \frac{\pi \cdot [(d_{01} + 0,006)_{\max}^2 - (d_{01} + 0,006)_{\min}^2]}{4} \rho_{ст} \cdot \omega^2 \cdot R_1 \cdot L, \end{aligned} \quad (44)$$

где Δm_{o1} – допускаемая разница в массах двух осей, кг;

$\Delta m_{ш1}$ – допускаемая разница в массах двух шайб, кг;

$\Delta m_{в1}$ – допускаемая разница в массах двух втулок, кг.

Максимальная разница между центробежными силами, действующими во вращающемся роторе.

$$\Delta P_{умр} = \Delta P_{ум} + \Delta P_{uo} + \Delta P_{uo1} \quad (45)$$

При расчете результирующей центробежной силы от дисбаланса молотков и осей, выбирают наилучший вариант их направления (рисунок 6).

В случае, изображенном на рисунке 6, она будет равна

$$P_{умр} = 2 \cdot 0,92 \cdot \Delta P_{умр} \cdot \cos 60^\circ + 0,92 \cdot \Delta P_{умр} \quad (46)$$

Для дробилок с числом осей $Z_0 = 4; 6$ или 8

$$P_{умр} = 2 \cdot 0,92 \Delta P_{умр} \cos \left[\frac{360(z_0 - 2)}{4z_0} \right] + \left(\frac{z_0}{2} - 2 \right) 0,92 \Delta P_{умр} \cos \left[\frac{360}{4 \cdot z_0} (z_0 - 6) \right], \quad (47)$$

где $0,92$ – понижающий коэффициент.

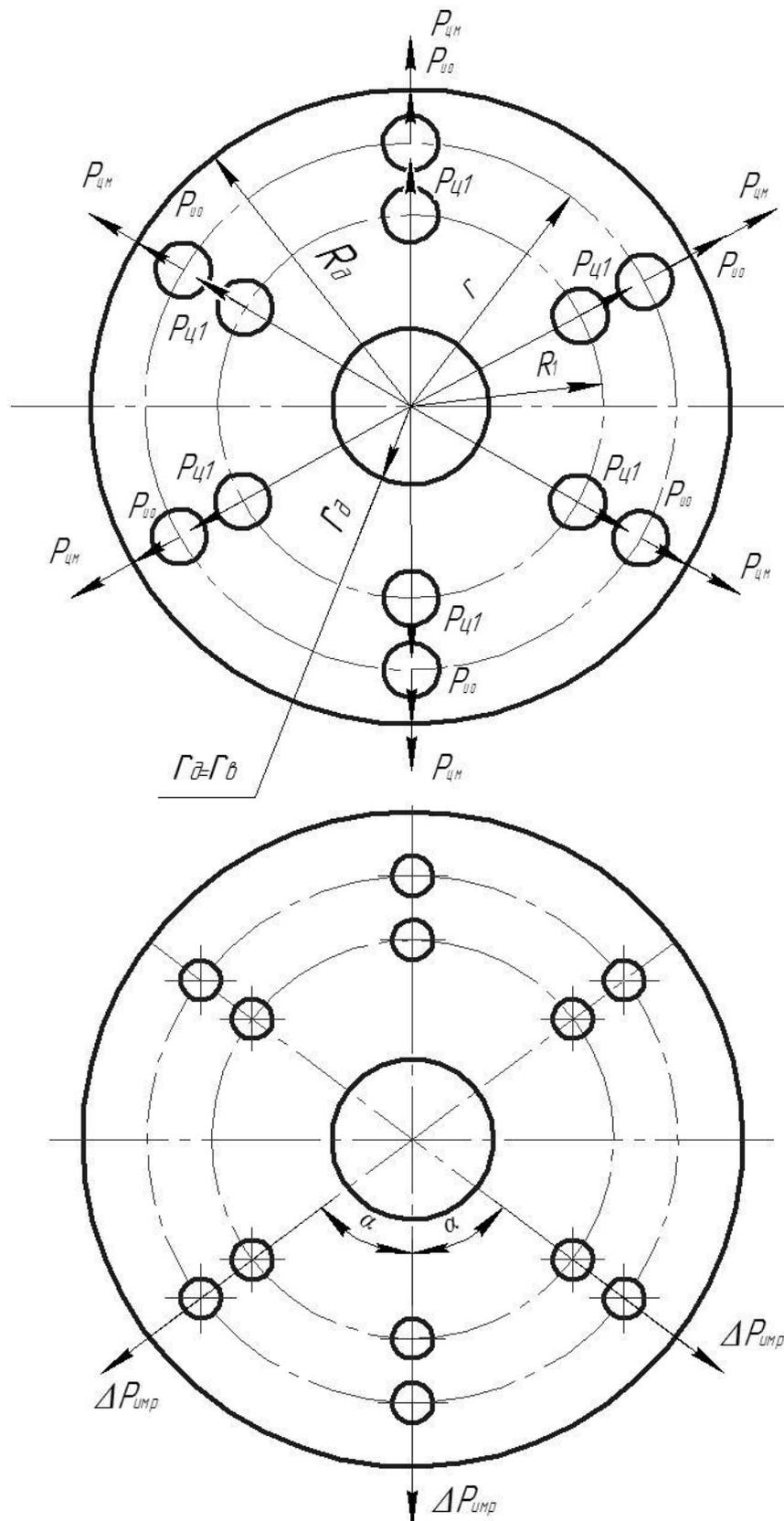


Рисунок 6 – Направления результирующей центробежной силы

При вращении центробежных сил они будут то прибавляться к силе тяжести, то вычитаться. Следовательно, цикл нагружений будет симметричным. Полагая распределение центробежных нагрузок равномерным по длине ротора, найдем

интенсивность этих нагрузок

$$q_u = \frac{P_{имр} + P_{цр}}{L}, \quad (48)$$

где L – длина ротора (расстояние между крайними дисками), м.

Интенсивность распределенной статической нагрузки

$$q_{см} = \frac{m_p \cdot q}{L} = \frac{G_p}{L} \quad (49)$$

Максимальная и минимальная распределенные нагрузки

$$\begin{cases} q_{\max} = q_u + q_{см} \\ q_{\min} = q_{см} - q_u \end{cases} \quad (50)$$

Максимальная и минимальная нагрузка на вал от муфты или шкива.

$$\begin{cases} P_{M \max} = m_{муф} \cdot g + P_{цмуф} \\ P_{M \min} = m_{муф} \cdot g - P_{цмуф} \end{cases}, \quad (51)$$

где g – ускорение свободного падения, м/с^2 .

2.7 Расчет вала дробилки на прочность

Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов приведены на рисунке 7.

Определим реакции опор для схемы на рисунке 7 и построим эпюры изгибающих и крутящих моментов

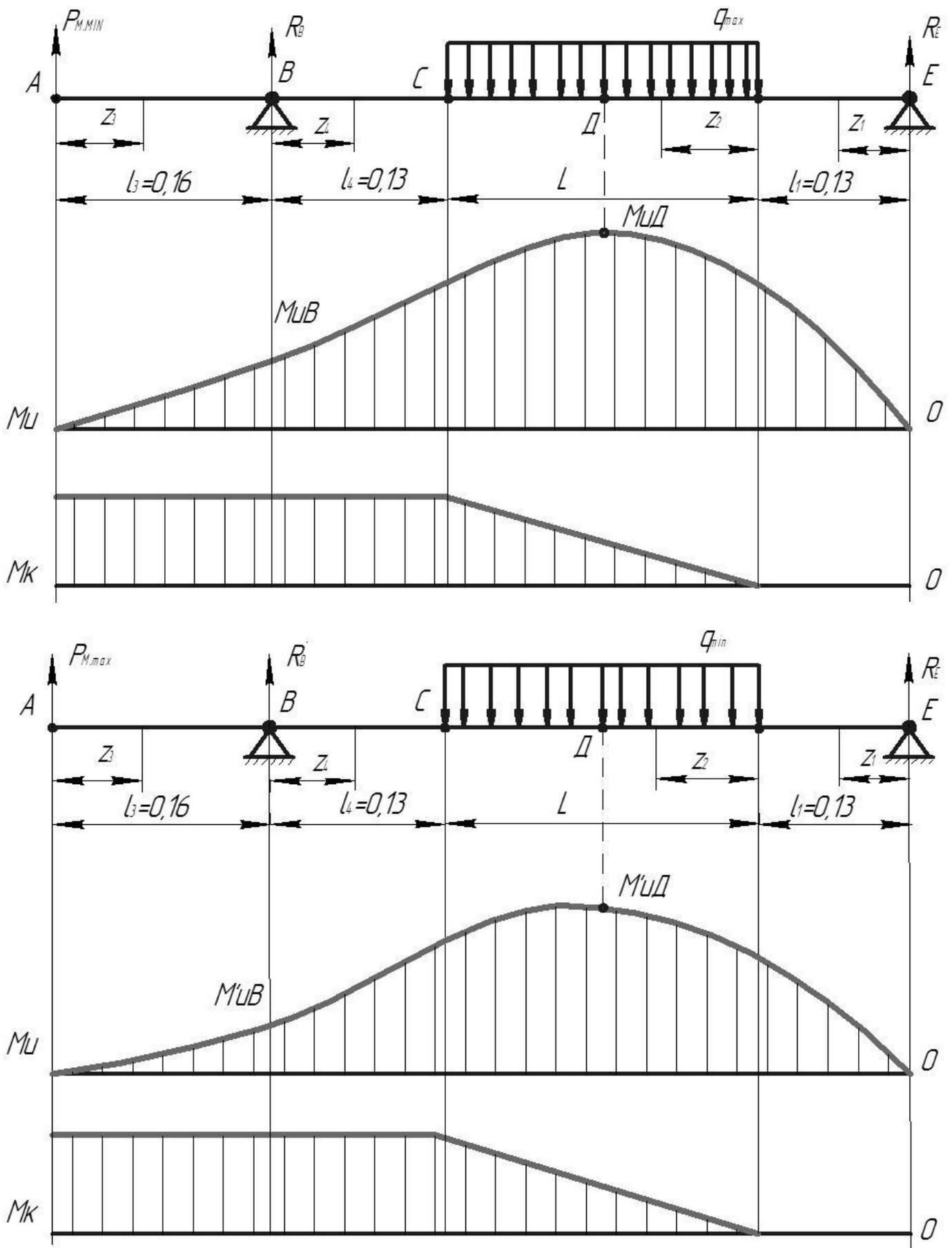


Рисунок 7 – Расчетные схемы и эпюры изгибающих моментов

$$\sum M_B = 0 - P_{M \min} \cdot l_3 + R_E \cdot (L + l_4 + l_1) - q_{\max} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right) = 0 \quad (52)$$

откуда

$$R_E = \frac{q_{\max} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right) + P_{M \min} \cdot l_3}{L + l_4 + l_1} \quad (53)$$

$$\sum M_E = 0 - P_{M \min} \cdot (l_1 + l_3 + l_4 + L) - R_B \cdot (L + l_4 + l_1) + q_{\max} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right) = 0 \quad (54)$$

откуда

$$R_B = \frac{P_{M \min} \cdot (l_1 + l_4 + l_3 + L) + q_{\max} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right)}{L + l_1 + l_4} \quad (55)$$

Запишем выражения изгибающих и крутящих моментов по участкам и построим эпюры изгибающих и крутящих моментов (рисунок 7)

1-й участок $0 \leq z_1 \leq l_1$

$$M_x(z_1) = R_E z_1 \Big|_{l_1 = R_E \cdot l_1}^0 = 0 \quad (56)$$

2-й участок $0 \leq z_2 \leq L$

$$M_x(z_2) = R_E (l_1 + z_2) - q_{\max} \cdot \frac{z_2^2}{2} \Big|_{0 = R_E \cdot l_1}^L = R_E \cdot (l_1 + L) - q_{\max} \cdot \frac{L^2}{2} \quad (57)$$

Найдем максимальный момент на участке два в точке Д

$$M'_x(z_2) = 0 \quad z = \frac{R_E}{q_{\max}} \quad (58)$$

$$M_{H(D)} = R_E l_1 + \frac{R_E^2}{2q_{\max}} \quad (59)$$

$$M_K(z_2) = \frac{N}{\omega} \cdot \frac{z_2}{L} \left. \begin{array}{l} L = \frac{N}{\omega} \\ 0 = 0 \end{array} \right\} \quad (60)$$

3-й участок $0 \leq z_3 \leq l_3$

$$\left. \begin{array}{l} M_x(z_3) = P_{M \min} z_3 \left. \begin{array}{l} l_3 = P_{M \min} l_3 \\ 0 = 0 \end{array} \right\} \\ M_K(z_3) = \frac{N}{\omega} \end{array} \right\} \quad (61)$$

4-й участок $0 \leq z_4 \leq l_4$

$$\left. \begin{array}{l} M_x(z_4) = P_{M \min} (l_3 + z_4) + R_B z_4 \left. \begin{array}{l} l_4 = P_{M \min} (l_3 + l_4) + R_B l_4 \\ 0 = P_{M \min} l_4 \end{array} \right\} \\ M_K(z_4) = \frac{N}{\omega} \end{array} \right\} \quad (62)$$

Найдем максимальные изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях D и B из выражения (58), (59) и (60)

$$M_{H(D)} = R_E l_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{R_E^2}{q_{\max}} \quad (63)$$

$$M_{K(D)} = \frac{N \cdot R_E}{\omega L \cdot q_{\max}} \quad (64)$$

$$M_{H(B)} = P_{M \min} \cdot (l_3 + l_4) + R_B \cdot l_4 \quad (65)$$

$$M_{K(B)} = \frac{N}{\omega} \quad (66)$$

Аналогично определим изгибающие и крутящие моменты в опасных сечениях *Д* и *В* при минимальных нагрузках

$$M'_{H(D)} = R'_E \cdot l_1 + \frac{1}{2} \cdot \frac{R_E'^2}{q_{\min}} \quad (67)$$

$$M'_{H(B)} = P_{M \max} \cdot (l_3 + l_4) + R'_B \cdot l_4 \quad (68)$$

$$R'_E = \frac{q_{\min} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right) + P_{M \max} \cdot l_3}{L + l_1 + l_4} \quad (69)$$

$$R'_B = \frac{-P_{M \max} \cdot (l_1 + l_3 + l_4 + L) + q_{\min} \cdot L \cdot \left(\frac{L}{2} + l_4\right)}{L + l_1 + l_4} \quad (70)$$

Крутящие моменты аналогичны выражениям (64) и (66) .

Диаметры вала в опасных сечениях определяют, полагая, что возможны пиковые изгибающие и крутящие моменты вдвое превышающие максимальные.

Расчет ведут по эквивалентному моменту (в сечении *Д*)

$$M_{H(D) \text{ пик. экв}} = \sqrt{(2M_{H(D)})^2 + (2M_{K(D)})^2} \quad (71)$$

Диаметр вала в сечении *Д*

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{I(D)ник.экв}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}} \quad (72)$$

Эквивалентный момент в сечении B

$$M_{I(B)ник.экв} = \sqrt{(2 \cdot M_{I(B)})^2 + (2 \cdot M_{K(B)})^2} \quad (73)$$

Диаметр вала в сечении B

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{I(B)ник.экв}}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}} \quad (74)$$

Рассчитаем максимальные и минимальные напряжения цикла

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{I(D)}}{0,1 \cdot d_D^3} \quad (75)$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_{K(D)}}{0,2 \cdot d_D^3} \quad (76)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M'_{I(D)}}{0,1 \cdot d_D^3} \quad (77)$$

Среднее нормальное напряжение

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (78)$$

Амплитуда цикла

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (79)$$

Определим запас прочности по текучести

$$n_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} \geq [n_T] = 2,1 \quad (80)$$

Коэффициент циклической прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$\left. \begin{aligned} n_\sigma &= \frac{\sigma_{-1}}{K \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \\ n_\tau &= \frac{\tau_1}{K_1 \cdot \tau_{\max}} \end{aligned} \right\} \quad (81)$$

где K, K_1 – результирующие коэффициенты;

ψ_0 – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла.

$$\left. \begin{aligned} K &= \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v} \\ K_1 &= \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_F} - 1 \right) \frac{1}{K_v} \end{aligned} \right\} \quad (82)$$

где K_σ и K_τ – коэффициенты концентрации напряжений;

$K_{d\sigma}$ и $K_{d\tau}$ – коэффициента масштабного фактора;

K_F – коэффициент качества обработки [6];

K_v – коэффициент поверхностного упрочнения.

Общий запас прочности

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = 2 \quad (83)$$

При невыполнении любого из условий (70), (83) необходимо увеличить диаметр вала и расчет повторить. При чрезмерном превышении надо уменьшить диаметр вала и расчет повторить.

2.8 Расчет вала дробилки на виброустойчивость

Расчет на виброустойчивость заключается в определении критической угловой скорости вала ω_k и сравнении ее с угловой скоростью вращения. Для жестких валов должно выполняться условие $\frac{\omega}{\omega_k} \leq 0,7$, а для гибких – $\frac{\omega}{\omega_k} > 1,2$. (Вал считается жестким, если его скорость вращения меньше критической, и гибким – если больше критической.)

Валы дробилок обычно выполняют жесткими. При составлении расчетной схемы будем полагать вал невесомым, а массы сосредоточенными в местах установки муфты и дисков (рисунок 8).

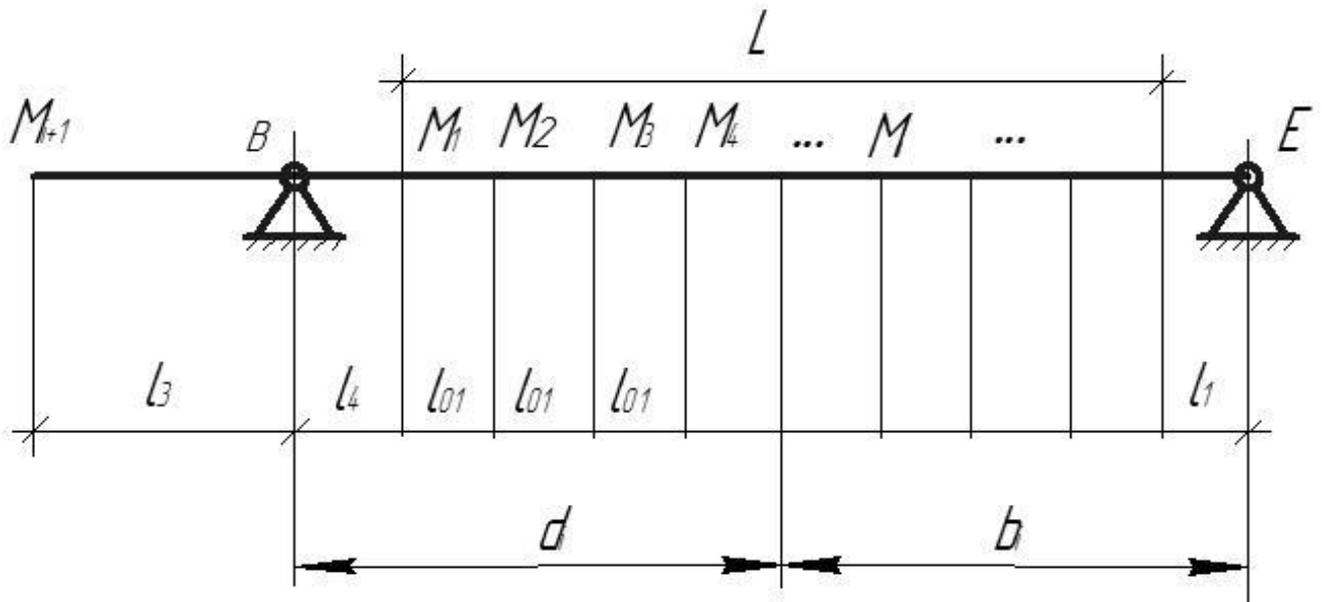


Рисунок 8 – Расчетная схема вала на виброустойчивость

Принимаем

$$M_1 = M_2 = M_3 = M_4 = \dots = M_t = \frac{m_p}{n_\partial} \quad (84)$$

$$M_{i+1} = m_{\text{муф}} + \frac{\pi \cdot d_D^2}{4} \cdot l_3 \cdot \rho_{\text{СТ}} \quad (85)$$

При определении собственной частоты колебаний вала воспользуемся формулой Донкерлея, при этом следует помнить, что она дает всегда несколько завышенные значения собственной частоты.

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_1^2} + \frac{1}{\omega_2^2} + \frac{1}{\omega_3^2} + \dots + \frac{1}{\omega_i^2} + \frac{1}{\omega_{i+1}^2} \quad (86)$$

где ω_k^2 – квадрат критической угловой скорости вала,

$\omega_1^2, \omega_2^2 \dots \omega_{i+1}^2$ – квадраты критических угловых скоростей вала с одной соответствующей индексу частоты массой.

$$\omega_i^2 = \frac{C_i}{M_i} \quad (87)$$

где C_i – жесткость вала в месте расположения i -ой массы, Н/м;

M_i – масса, кг.

Жесткость вала при расположении массы слева от опоры

$$C_{i+1} = \frac{3 \cdot E \cdot J_1 \cdot J_2}{J_2 \cdot l_3^2 \cdot (L + l_1 + l_4) + J_1 \cdot l_3^3} \quad (88)$$

Жесткость вала при расположении массы между опорами B и E

$$C_{i+1} = \frac{3 \cdot E \cdot (L + l_1 + l_4)^2 \cdot J_1}{a_i^3 \cdot b_i^2 + a_i^2 \cdot b_i^3} \quad (89)$$

где $J_1 = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64};$

$$J_2 = \frac{\pi \cdot d_D^4}{64};$$

$$a_i = l_4 + l_{01}(i - 1);$$

$$b_i = (L + l_1 + l_4) - a;$$

i – номер диска

Рассчитав критическую угловую скорость вала по формуле (86) необходимо убедиться, что выполняется условие

$$\frac{\omega}{\omega_k} \leq 0,7 \quad (90)$$

где ω – угловая скорость вала дробилки, рад/с

Если $\frac{\omega}{\omega_k} \geq 0,7$ необходимо увеличить диаметр вала d и повторить расчет.

Список использованных источников

1. Клушанцев, Б. В. Дробилки [Текст] : конструкция. Расчет. Особенности эксплуатации / Б. В. Клушанцев, А. И. Косарев, Ю. А. Муйземнек. – М. : Машиностроение, 1990. – 320 с. – ISBN 5–217–00870–9.
2. Борщев, В.Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы/ учебное пособие/ В.Я. Борщев – Тамбов: издательство Тамбовского Государственного Технического Университета, 2004. – 75с.
3. Барабашкин, В. П. Молотковые и роторные дробилки [Текст]. - 2-е изд., доп. и перераб. - Москва : Наука, 1973. - 143 с.
4. Соколов, А.Я. Технологическое оборудование предприятий по хранению и переработке зерна/ А.Я. Соколов – М.: Колос, 1984 г. – 445 с
5. Авдохин, В.М. Обогащение углей : учебник : в 2–х т. / В.М. Авдохин. – Москва : Горная книга, 2012. – Т. 1. Процессы и машины. – 424 с. – (ОБОГАЩЕНИЕ ПОЛЕЗНЫХ ИСКОПАЕМЫХ). – ISBN 978–5–98672–309–9 ; То же [Электронный ресурс]. – URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=229021>
6. Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов : учебник для вузов / В . И. Феодосьев. - 17-е изд., испр. - Москва : Издательство МГТУ им . Н. Э . Баумана, 2018. – 542 с.
7. Механизация приготовления кормов : научное издание : в 2 ч. / С.М. Ведищев, В.П. Капустин, Ю.Е. Глазков и др. ; под общ. ред. М.А. Истоминой ; Министерство образования и науки Российской Федерации, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Тамбовский государственный технический университет». – Тамбов : Издательство ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015. – Ч. 1. – 137 с. : ил.,табл., схем. – Библиогр. в кн. – ISBN 978–5–8265–1393–4. – ISBN 978–5–8265–1388–0 (ч. 1) ; То же [Электронный ресурс]. – URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=445123>

8. Справочник по оборудованию зерноперерабатывающих предприятий [Текст] / А. Б. Демский, М. А. Борискин, Е. В. Тамаров и др. - Москва : Колос, 1970. - 432 с.

9. Машины и аппараты пищевых производств [Текст] : учеб. для вузов: в 2 кн. / под ред. В. А. Панфилова. – М. : Высш. шк., 2001. – (Учебник 21 века) Кн. 1. – 2001. – 703 с.: ил. – ISBN 5–06–004168–9. – Предм. указ.: с. 701–703. Кн. 2. – 2001. – 680 с.: ил. – ISBN 5–06–004169–7. – Библиогр.: с. 1379–1384

10. Харламов, С. В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств : [Учеб. пособие для вузов по спец. "Машины и аппараты пищ. пр-в"] / С. В. Харламов. - Л. : Агропромиздат : Ленингр. отд-ние, 1991. – 255 с.

11. Кукта, Г. М. Машины и оборудование для приготовления кормов / Г. М. Кукта. - М. : Агропромиздат, 1987. - 303 с.