

**Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ»**



МЕХАНІКО-МАШИНОБУДІВНИЙ ФАКУЛЬТЕТ

Кафедра гірничих машин та інжинірингу

**РОЗРАХУНОК І КОНСТРУЮВАННЯ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ
ЗБАГАЧЕННЯ КОРИСНИХ КОПАЛИН**

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для самостійної роботи студентів
спеціальності 7.05050309 Гірничі машини та комплекси

**Дніпропетровськ
НГУ
2012**

Розрахунок і конструювання обладнання для збагачення корисних копалин. Методичні вказівки для самостійної роботи студентів спеціальності 7.05050309 Гірничі машини та комплекси / В.П. Надутий, О.О. Титов, Є.І. Плохотнюк, В.Ф. Ганкевич. – Д.: Національний гірничий університет, 2012. – 17 с.

Автори:

В.П. Надутий, д-р техн. наук, проф. (вступ, розділ 1);

О.О. Титов, канд. техн. наук, доц. (розділ 2);

Є.І. Плохотнюк, канд. техн. наук, доц. (розділ 2);

В.Ф. Ганкевич, канд. техн. наук, доц. (розділ 1).

Затверджено методичною комісією з напряму підготовки 050503 Машинобудування (протокол № 3 від 22.12.2011) за поданням кафедри гірничих машин та інжинірингу (протокол № 4 від 19.12.2011).

Розглянуто завдання з розрахунку параметрів збагачувального обладнання, зокрема, пружної підвіски вібраційних грохотів, живильників, млинів, приводів інерційних грохотів та вібраційних млинів, основних параметрів штемпельного, кільцевого та вальцьового пресів, конвеєрної агломераційної машини та барабанного обкочувача. Надано загальний опис та числові приклади розрахунку, що дозволяє самостійне опрацювання студентами матеріалів курсу.

Відповідальний за випуск завідувач кафедри гірничих машин та інжинірингу, д-р техн. наук, проф. В.П. Франчук.

ВСТУП

Завдання, розглянуті в цьому виданні, призначені для самостійного опрацювання майбутніми спеціалістами розрахункової частини дисципліни «Розрахунок і конструювання обладнання для збагачення корисних копалин», яка є органічним продовженням дисциплін «Основи динаміки машин» та «Проектування машин для переробки та збагачення корисних копалин», що вивчалися впродовж попередніх років навчання.

Детальну увагу звернуто на наукоємне вібраційне обладнання, таке як грохоти, живильники і млини. Найбільш відповідальними елементами цих машин є привод, пружна підвіска та робочі органи, останні детально вивчалися у попередніх дисциплінах. Сучасна тенденція до застосування великої кількості вібраційних приводів в сучасному обладнанні потребує не тільки обґрунтованого вибору їх параметрів, що забезпечують активний вплив на перероблюваний матеріал, але й «утилізації» вільної енергії, запобігаючи її шкідливому впливу на фундамент та сусідні конструкції. Це досягається використанням різноманітних віброізоляторів, які застосовують у машинах як з активними, так і з пасивними джерелами вібрації.

Також розглянуто клас машин, що виконують завершальну стадію переробки корисних копалин – огрудкування, тобто перетворення дрібнозернистих корисних копалин у кусковий продукт за рахунок механічного та (або) термічного впливу із застосуванням спеціальних домішок або без них. Огрудкуванню у брикетних пресах, агломераційних машинах та обкочувачах підлягають різні матеріали, зокрема викопне вугілля, торф, руди і концентрати, різні відходи промисловості й сільського господарства. Споживачами готової продукції виступають в основному металургія (котуни, агломерат, рудні брикети) та енергетична галузь (вугільні брикети). Окрім цього, брикети із горючих матеріалів застосовуються для побутового опалення.

Мета індивідуальних завдань з курсу “Розрахунок і конструювання обладнання для збагачення корисних копалин” – ознайомлення студентів із сучасними методами розрахунку вказаних вище машин.

Пропоновані завдання спираються також на знання, набуті студентами раніше, під час вивчення таких базових дисциплін як математика, теоретична механіка, опір матеріалів, деталі машин, що викладаються на I – III курсах студентам спеціальності “Гірничі машини та комплекси”.

1. ВІБРАЦІЙНЕ ЗБАГАЧУВАЛЬНЕ ОБЛАДНАННЯ

1.1. Визначити жорсткість пружинного віброізолятора інерційного грохота

На рис. 1 наведено розрахункову схему віброізоляції грохота інерційного типу, який встановлено на пружні опори. Грохот має просіювальні поверхні для розділення сипких матеріалів за розміром.

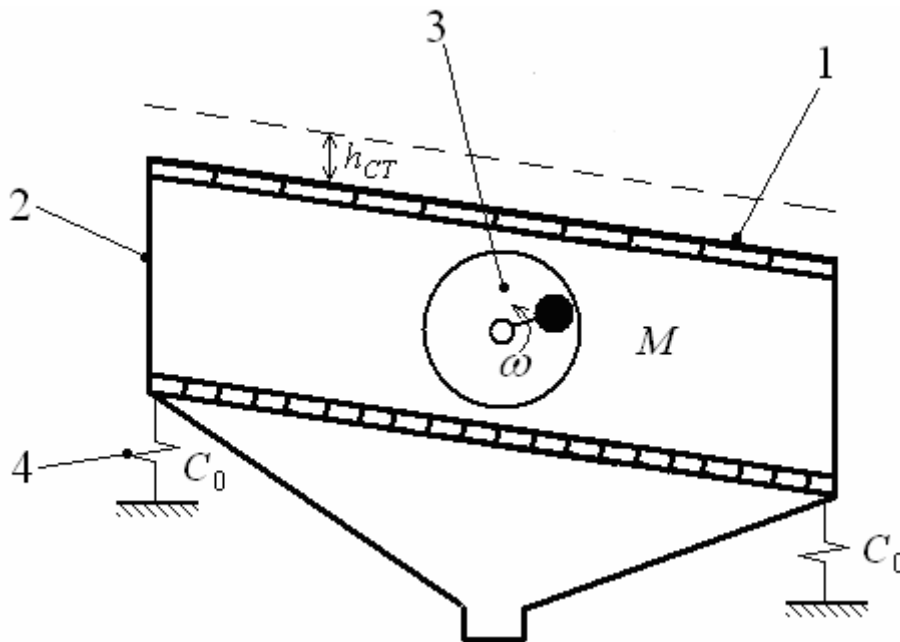


Рис. 1. Розрахункова схема віброізоляції інерційного грохота (живильника): 1 – сито (робоча поверхня); 2 – короб; 3 – вібратор; 4 – пружні зв'язки

Вихідні дані:

- маса рухомих частин грохота – $M = 6000$ кг;
- частота коливань привода – $\omega = 120$ рад/с;
- кількість віброізоляторів – $N_B = 4$;
- коефіцієнт настроєння від резонансу – $\gamma = 4$.

Частота власних коливань грохота:

$$p = \frac{\omega}{\gamma} = \frac{120}{4} = 30 \text{ рад/с.}$$

Сумарна жорсткість пружних опор:

$$C = M \cdot p^2 = 6000 \cdot 30^2 = 5,4 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість одного амортизатора:

$$C_0 = \frac{C}{N_B} = \frac{5,4 \cdot 10^6}{4} = 1,35 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

1.2. Розрахувати основні параметри гумового амортизатора вібраційного живильника

За схемою опирання вібраційний живильник схожий на інерційних грохот, розрахункову схему див. на рис. 1. Живильник відрізняється від грохота переважно тим, що замість просіювальних поверхонь з отворами має одну суцільну поверхню, по якій переміщується сипкий матеріал.

Вихідні дані:

- амортизована маса живильника – $M = 2040$ кг;
- висота гумового амортизатора – $H = 0,12$ м;
- кількість амортизаторів – $N_A = 4$;
- допустимі напруження стиску амортизатора – $\sigma = 0,8$ МПа;
- допустима відносна статична деформація амортизатора – $\varepsilon_{CT} = 0,2$.

Допустима статична деформація амортизатора:

$$h_{CT} = \varepsilon_{CT} H = 0,2 \cdot 0,12 = 0,024 \text{ м.}$$

Статичне навантаження на одну опору:

$$P_0 = \frac{M \cdot g}{N_A} = \frac{2040 \cdot 9,8}{4} = 5000 \text{ Н.}$$

Поперечний переріз одного амортизатора:

$$F_0 = \frac{P_0}{\sigma} = \frac{5000}{8 \cdot 10^5} = 0,00625 \text{ м}^2.$$

Діаметр круглого амортизатора:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot F_0}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,00625}{3,14}} = 0,089 \text{ м.}$$

Модуль пружності матеріалу амортизатора (гуми):

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon_{CT}} = \frac{8 \cdot 10^5}{0,2} = 4 \cdot 10^6 \text{ Па.}$$

1.3. Розрахувати параметри дебаланса інерційного грохота

Грохот зазвичай містить парну кількість дебалансів, кожен з котрих має конфігурацію, як на рис. 2.

Вихідні дані:

- маса рухомих частин грохота – $M = 7100$ кг;
- амплітуда коливань грохота – $a = 0,005$ м;
- кількість дебалансів – $N_D = 4$;
- площа поперечного перерізу неврівноваженої частини дебаланса – $F = 0,085 \text{ м}^2$;
- щільність матеріалу дебаланса – $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$;
- радіус центра мас дебаланса – $R_0 = 0,145 \text{ м.}$

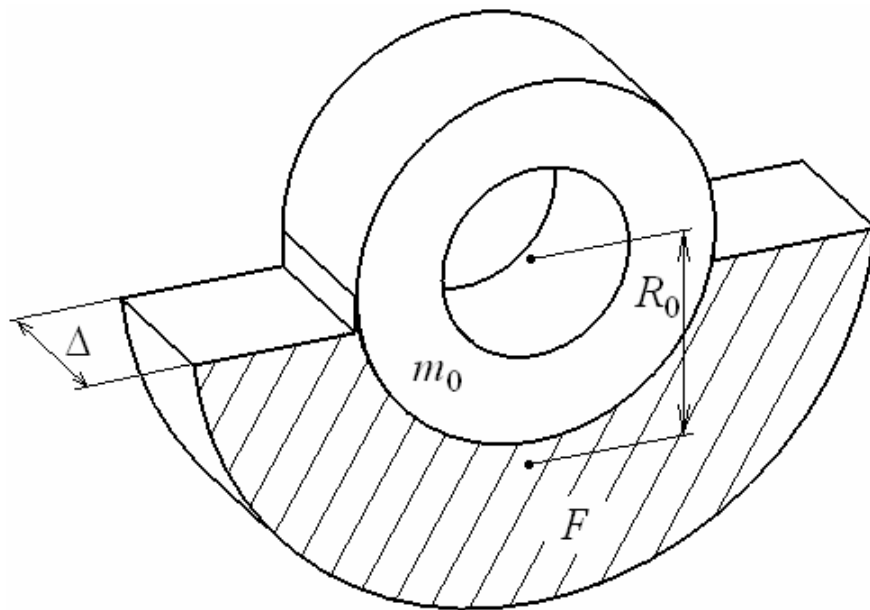


Рис. 2. Розрахункова схема дебаланса інерційного грохота

Статичний момент одного дебаланса:

$$m_0 R_0 = \frac{M \cdot a}{N_D} = \frac{7100 \cdot 0,005}{4} = 8,88 \text{ кг} \cdot \text{м.}$$

Маса дебаланса:

$$m_0 = \frac{m_0 R_0}{R_0} = \frac{8,88}{0,145} = 61,2 \text{ кг.}$$

Товщина дебаланса:

$$\Delta = \frac{m_0}{F \cdot \rho} = \frac{61,2}{0,085 \cdot 7850} = 0,0917 \text{ м.}$$

1.4. Визначити сумарну жорсткість амортизаторів млина з інерційним вібробуджувачем

На рис. 3 наведено схему важкого вібраційного млина з інерційним вібробуджувачем, який рухає помольну камеру вздовж її вертикальної вісі. Молольні тіла рухаються за рахунок камери та подрібнюють матеріал, що надходить зверху та розвантажуються знизу.

Вихідні дані:

- маса рухомих частин млина – $M = 720$ кг;
- пористість кульового завантаження – $\varepsilon = 0,35$;
- щільність матеріалу молольних куль – $\rho = 7700$ кг/м³;
- висота куль в одній робочій секції – $H = 0,25$ м;
- діаметр секції помольної камери – $D = 0,2$ м;
- кількість секцій – $N_C = 6$;
- частота коливань млина – $\omega = 100$ рад/с;
- коефіцієнт динамічності – $K_D = 0,045$.

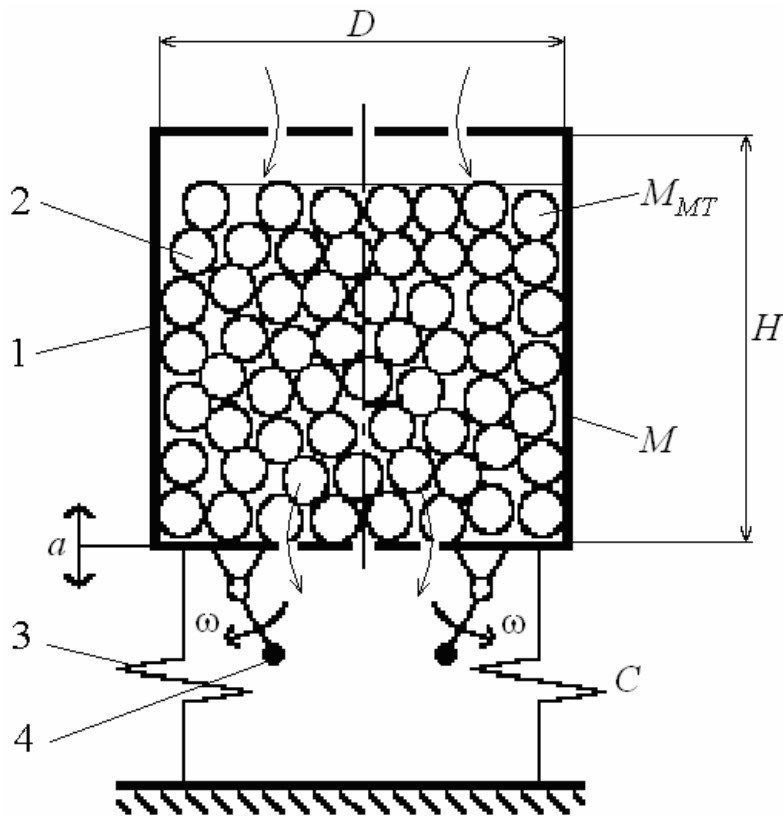


Рис. 3. Розрахункова схема млина з інерційним вібробуджувачем: 1 – помольна камера; 2 – молотьні тіла; 3 – пружні зв'язки; 4 – дебалансний вал

Маса усіх молотьних тіл:

$$M_{MT} = (1 - \varepsilon) \cdot \rho \cdot H \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot N_C = (1 - 0,35) \cdot 7700 \cdot 0,25 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,3^2}{4} \cdot 6 = 530 \text{ кг.}$$

Частота власних коливань млина:

$$p = \frac{\omega}{\sqrt{1 + \frac{1}{K_D}}} = \frac{100}{\sqrt{1 + \frac{1}{0,045}}} = 20,8 \text{ рад/с.}$$

Сумарна жорсткість опорних амортизаторів млина:

$$C = (M + M_{MT}) \cdot p^2 = (720 + 530) \cdot 20,8^2 = 5,41 \cdot 10^5 \text{ Н/м.}$$

1.5. Розрахувати потужність приводу млина з інерційним вібробуджувачем

Для млина, зображеного на рис. 3, визначимо потужність приводного двигуна.

Вихідні дані:

- маса рухомих частин млина – $M = 720$ кг;
- маса усіх молотьних тіл – $M_{MT} = 530$ кг;
- амплітуда коливань млина – $a = 0,007$ м;

- частота коливань млина – $\omega = 100$ рад/с;
- сумарна жорсткість опорних амортизаторів – $C = 5,4 \cdot 10^5$ Н/м;
- внутрішній діаметр підшипників дебалансного валу – $d = 0,12$ м;
- зведений коефіцієнт тертя в підшипниках – $f = 0,004$;
- коефіцієнт корисної дії приводу – $\eta = 0,85$.

Швидкість відриву куль від помольної камери:

$$v = a \cdot \omega = 0,007 \cdot 100 = 0,7 \text{ м/с.}$$

Потужність, що споживається кульовим завантаженням:

$$N_3 = \frac{(M + M_{MT}) \cdot v^2 \cdot \omega}{4 \cdot \pi} = \frac{(720 + 530) \cdot 0,7^2 \cdot 100}{4 \cdot 3,14} = 4880 \text{ Вт.}$$

Потужність, що витрачається на подолання опору в пружних зв'язках:

$$N_{ПЗ} = 0,23 \frac{C \cdot a^2 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} = 0,23 \frac{5,4 \cdot 10^5 \cdot 0,007^2 \cdot 100}{2 \cdot 3,14} = 97 \text{ Вт.}$$

Потужність, що витрачається на тертя у підшипниках:

$$N_{П} = \frac{f \cdot M \cdot a \cdot d \cdot \omega^3}{2} = \frac{0,004 \cdot 720 \cdot 0,007 \cdot 0,12 \cdot 100^3}{2} = 1210 \text{ Вт.}$$

Сумарна потужність, що витрачається у приводі млина:

$$N = N_3 + N_{ПЗ} + N_{П} = 4880 + 97 + 1210 = 6190 \text{ Вт.}$$

Потужність приводу двигуна:

$$N_{ДВ} = \frac{N}{\eta} = \frac{6190}{0,85} = 7280 \text{ Вт.}$$

2. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ОГРУДКУВАННЯ КОРИСНИХ КОПАЛИН

2.1. Визначити довжину матричного каналу та зусилля, що діють на пресову голівку штемпельного преса

Штемпельний прес (рис. 4) призначений для брикетування бурого вугілля, зверху засипається шихта, яка під дією пресувального механізму перетворюється на брикети правильної форми.

Вихідні дані:

- розміри брикету: довжина – $b = 0,18$ м, ширина – $c = 0,07$ м;
- коефіцієнт тертя брикетів об матричний канал – $\mu = 0,15$;
- коефіцієнт бічного розпору в матричному каналі – $\xi = 0,65$;
- максимальний тиск (на початку каналу) – $f_A = 200 \cdot 10^6$ Па;
- тиск у гирлі матричного каналу – $f_B = 0,4 \cdot 10^6$ Па.

Площа торця брикету:

$$\Omega = b \cdot c = 0,18 \cdot 0,07 = 0,0126 \text{ м}^2.$$

Периметр брикету:

$$U = 2 \cdot (b + c) = 2 \cdot (0,18 + 0,7) = 0,5 \text{ м.}$$

Стала зміни тиску в матричному каналі:

$$a = \frac{\xi \cdot \mu \cdot U}{\Omega} = \frac{0,65 \cdot 0,15 \cdot 0,5}{0,0126} = 3,87 \text{ м}^{-1}.$$

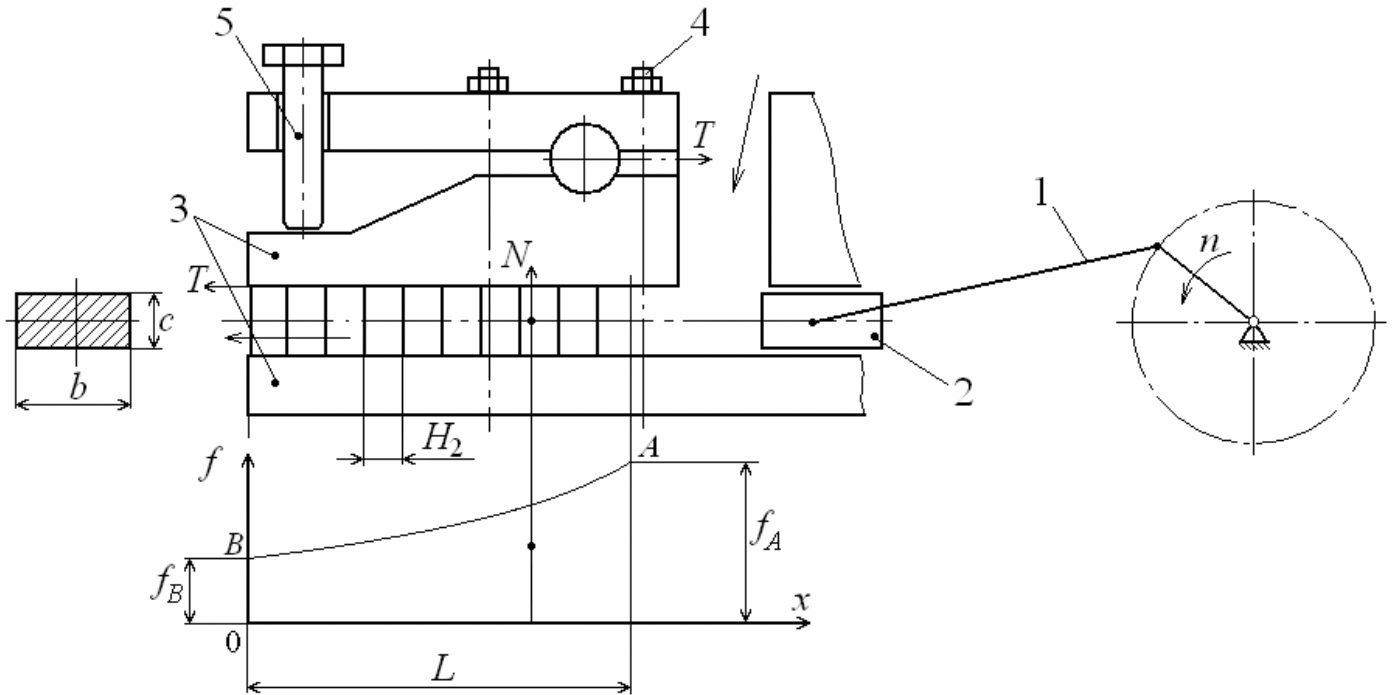


Рис. 4. Розрахункова схема штемпельного преса: 1 – пресувальний механізм; 2 – штемпель; 3 – напівформи пресувальної голівки; 4 – стяжні шпільки; 5 – натискний гвинт

Довжина матричного каналу:

$$L = \frac{1}{a} \ln \left(\frac{f_A}{f_B} \right) = \frac{1}{3,87} \ln \left(\frac{200 \cdot 10^6}{0,4 \cdot 10^6} \right) = 1,61 \text{ м.}$$

Нормальна сила розриву напівформ пресової голівки:

$$N = \frac{b \cdot \Omega}{\mu \cdot U} (f_A - f_B) = \frac{0,18 \cdot 0,0126}{0,15 \cdot 0,5} \cdot (200 \cdot 10^6 - 0,4 \cdot 10^6) = 6,04 \cdot 10^6 \text{ Н.}$$

Сила тертя брикетів о напівформи пресової голівки:

$$T = \mu \cdot N = 0,15 \cdot 6,04 \cdot 10^6 = 9,06 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

2.2. Перерахувати параметри штемпельного преса на нову продуктивність

Розрахунки виконуються для преса, що зображений на рис. 4.

Вихідні дані:

- розміри брикету базового пресу: довжина – $b_0 = 0,15$ м, ширина – $c_0 = 0,06$ м, висота – $H_0 = 0,04$ м;
- щільність брикетів – $\delta_0 = 1200$ кг/м³;
- частота рухів штемпеля – $n = 2$ кол/с;
- кількість штемпелів – $z = 2$;
- масова продуктивність нового пресу – $Q = 3,8$ кг/с.

Масова продуктивність базового пресу:

$$Q_0 = b_0 \cdot c_0 \cdot H_0 \cdot \delta_0 \cdot n \cdot z = 0,15 \cdot 0,06 \cdot 0,04 \cdot 1200 \cdot 2 \cdot 2 = 1,7 \text{ кг/с.}$$

Коефіцієнт масштабу розмірів брикетів:

$$K = \sqrt[3]{\frac{Q}{Q_0}} = \sqrt[3]{\frac{3,8}{1,7}} = 1,31.$$

Довжина нового брикету:

$$c = K \cdot c_0 = 1,31 \cdot 0,15 = 0,197 \text{ м.}$$

Ширина нового брикету:

$$b = K \cdot b_0 = 1,31 \cdot 0,06 = 0,0786 \text{ м.}$$

Висота нового брикету:

$$H = K \cdot H_0 = 1,31 \cdot 0,04 = 0,0524 \text{ м.}$$

2.3. Розрахувати потужність двигуна штемпельного преса

Розрахунки виконуються для преса, що зображений на рис. 4.

Вихідні дані:

- розміри брикету: довжина – $b = 0,18$ м, ширина – $c = 0,07$ м;
- щільність брикетів – $\delta_2 = 1200$ кг/м³;
- частота рухів штемпеля – $n = 2$ кол/с;
- кількість штемпелів – $z = 2$;
- коефіцієнт запасу потужності двигуна – $K = 1,25$;
- площа діаграми пресування – $F = 1,25 \cdot 10^6$ (Па·м);
- коефіцієнт корисної дії – $\eta = 0,6$.

Площа торця брикету:

$$\Omega = b \cdot c = 0,18 \cdot 0,07 = 0,0126 \text{ м}^2.$$

Робота пресування:

$$A = \Omega \cdot F = 0,0126 \cdot 1,25 \cdot 10^6 = 1,58 \cdot 10^4 \text{ Дж.}$$

Встановлена потужність приводного двигуна преса:

$$N_{ДВ} = K \frac{A \cdot z \cdot n}{\eta} = 1,25 \frac{1,58 \cdot 10^4 \cdot 2 \cdot 2}{0,6} = 1,32 \cdot 10^5 \text{ Вт.}$$

2.4. Визначити параметри кільцевого преса

Кільцевий прес (розрахункову схему див. на рис. 5) призначений для брикетування бурого вугілля. Шихта засипається у кільцевий отвір між зовнішнім та внутрішніми кільцями, під час обертання яких сипкий матеріал перетворюється на пресовану брикетну стрічку.

Вихідні дані:

- кут обтиснення – $\alpha_1 = 20^\circ (0,349 \text{ рад})$;
- кут зворотного пружного розширення – $\alpha_2 = 7^\circ (0,122 \text{ рад})$;
- кут захоплення – $\beta = 9^\circ$;
- радіус зовнішнього кільця – $R = 3 \text{ м}$;
- частота обертання зовнішнього кільця – $\omega = 0,52 \text{ рад/с}$;
- висота стиснутої брикетної стрічки – $H = 0,04 \text{ м}$;
- загальна ширина брикетних стрічок – $b = 0,07 \text{ м}$;
- щільність стиснутої брикетної стрічки – $\delta_2 = 1380 \text{ кг/м}^3$.

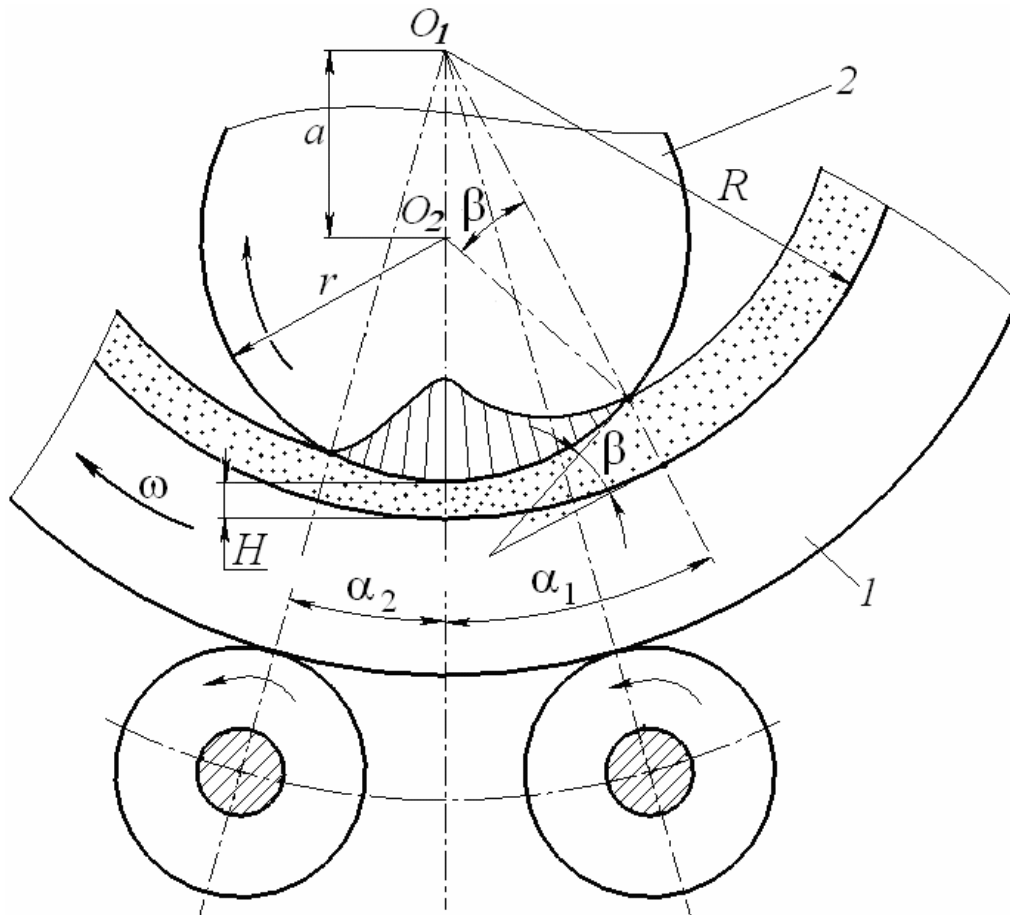


Рис. 5. Схема процесу обтиснення матеріалу і діаграма тиску пресування кільцевого преса: 1 – зовнішнє кільце; 2 – пресувальний диск

Коефіцієнт відношення радіусів зовнішнього кільця та натискного диска:

$$K = 1 + \frac{\sin \beta}{\sin \alpha_1} = 1 + \frac{\sin 9^\circ}{\sin 20^\circ} = 1,46.$$

Радіус натискного диска:

$$r = \frac{R}{K} = \frac{3}{1,46} = 2,05 \text{ м.}$$

Тривалість обтиснення:

$$t_1 = \frac{\alpha_1}{\omega} = \frac{0,349}{0,7} = 0,5 \text{ с.}$$

Тривалість зворотного пружного розширення:

$$t_2 = \frac{\alpha_2}{\omega} = \frac{0,122}{0,7} = 0,174 \text{ с.}$$

Колова швидкість на дні пресувального каналу:

$$v_R = \omega \cdot R = 0,52 \cdot 3 = 1,56 \text{ м/с.}$$

Масова продуктивність преса

$$Q = \delta \cdot H \cdot b \cdot v_R = 1380 \cdot 0,04 \cdot 0,07 \cdot 1,56 = 6,03 \text{ кг/с.}$$

2.5. Визначити параметри вальцювого преса

Вальцювий прес (розрахункову схему див. на рис. 6) призначений для брикетування бурого вугілля. Шихта засипається в отвір між двома вальцями, що обертаються назустріч один одному. У чашечках на поверхні вальців утворюються брикети, які розвантажуються униз.

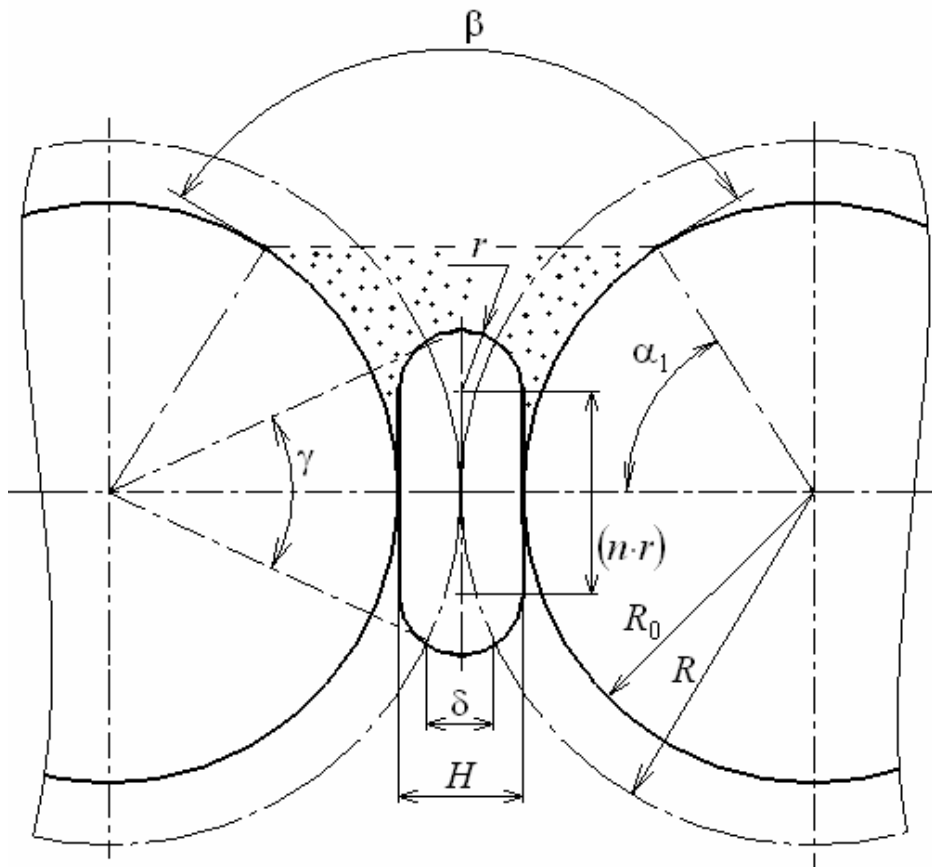


Рис. 6. Схема утворення брикета подушкоподібної форми у вальцювому пресі

Вихідні дані:

- маса брикету – $m = 0,05$ кг;
- насипна щільність шихти – $\delta_1 = 650$ кг/м³;
- щільність готових брикетів – $\delta_{22} = 1150$ кг/м³;
- коефіцієнт зворотного пружного розширення брикетів – $K_2 = 1,2$;
- припустимий кут тертя – $\beta = 24^\circ$;
- коефіцієнти форми брикетів подушкоподібної форми – $n = 1$ та $k = 3$;
- припустиме розкриття напівформ вальців – $\Delta = 0,001$ м;
- коефіцієнт тертя матеріалу брикетів о напівформи – $\mu = 0,65$.

Щільність стиснутих брикетів:

$$\delta_2 = K_2 \cdot \delta_{22} = 1,2 \cdot 1150 = 1380 \text{ кг/м}^3.$$

Об'єм стиснутого брикету:

$$V = \frac{m}{\delta_2} = \frac{0,05}{1380} = 3,62 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3.$$

Утворюючий радіус брикету подушкоподібної форми:

$$r = \sqrt[3]{\frac{V}{\frac{4}{3}\pi + \pi \cdot n \cdot (1+k) + 2 \cdot k \cdot n^2}} = \sqrt[3]{\frac{3,62 \cdot 10^{-5}}{\frac{4}{3} \cdot 3,14 + 3,14 \cdot 1 \cdot (1+3) + 2 \cdot 3 \cdot 1^2}} = 0,0117 \text{ м}.$$

Кут обтиснення:

$$\alpha_1 = \frac{\beta}{2} = \frac{24}{2} = 12^\circ.$$

Висота стиснутого брикету:

$$H = 2 \cdot r = 2 \cdot 0,0117 = 0,0234 \text{ м}.$$

Внутрішній радіус напівформ вальця:

$$R_0 = \frac{H \cdot (\delta_2 - \delta_1)}{2 \cdot (1 - \cos \alpha_1) \cdot \delta_1} = \frac{0,0234 \cdot (1380 - 650)}{2 \cdot (1 - \cos 12^\circ) \cdot 650} = 0,601 \text{ м}.$$

Зовнішній радіус вальця:

$$R = R_0 + \frac{H}{2} = 0,601 + \frac{0,0234}{2} = 0,613 \text{ м}.$$

Кут розкриття напівформ:

$$\gamma = (n + 2) \frac{r}{R} = (1 + 2) \frac{0,0117}{0,613} = 0,0573 \text{ рад} = 3,28^\circ.$$

Ширина щілини розкриття напівформ:

$$\delta = 2 \cdot R \cdot \left(1 - \cos \frac{\gamma}{2}\right) = 2 \cdot 0,613 \cdot \left(1 - \cos \frac{3,28^\circ}{2}\right) = 0,0005 \text{ м} < 0,001 \text{ м} - \text{отже}$$

критерій допустимої ширини щілини виконується.

Припустимий коефіцієнт тертя брикету об напівформу:

$$\mu = \frac{2 \cdot n \cdot (1 + k) + \pi + k \cdot n^2}{2 \cdot n \cdot (1 + k) + 0,5\pi^2} = \frac{2 \cdot 1 \cdot (1 + 3) + 3,14 + 3 \cdot 1^2}{2 \cdot 1 \cdot (1 + 3) + 0,5 \cdot 3,14^2} = 1,09 > 0,65 \text{ отже}$$

критерій виходу брикетів з напівформ вальця виконується.

2.6. Розрахувати параметри конвеєрної агломераційної машини

Конвеєрна агломераційна машина призначена для перетворення дрібнозернистої руди у кусковий агломерат шляхом спікання з під час спалення в її шарі дробленого палива. На рис. 7 наведено схему робочих зон машини.

Вихідні дані:

- робоча ширина спікального візка – $B = 2,5$ м;
- висота шару шихти – $h = 0,3$ м;
- швидкість пересування візка – $v = 0,03$ м/с;
- щільність шихти – $\delta = 2000$ кг/м³;
- довжина зони спікання – $L_1 = 34$ м;
- довжина зони охолодження агломерату – $L_2 = 30$ м;
- сумарне колове зусилля на підйом спікальних візків – $T = 30000$ Н;
- маса візків машини з урахуванням навантаження – $M = 150000$ кг;
- максимальний вакуум під стрічкою – $p_B = 1,2 \cdot 10^4$ Па;
- зведений коефіцієнт тертя візків об напрямні та в роликах – $f_1 = 0,3$;
- коефіцієнт тертя візків об ущільнювальні шланги – $f_2 = 0,15$;
- коефіцієнт корисної дії приводу – $\eta = 0,5$.

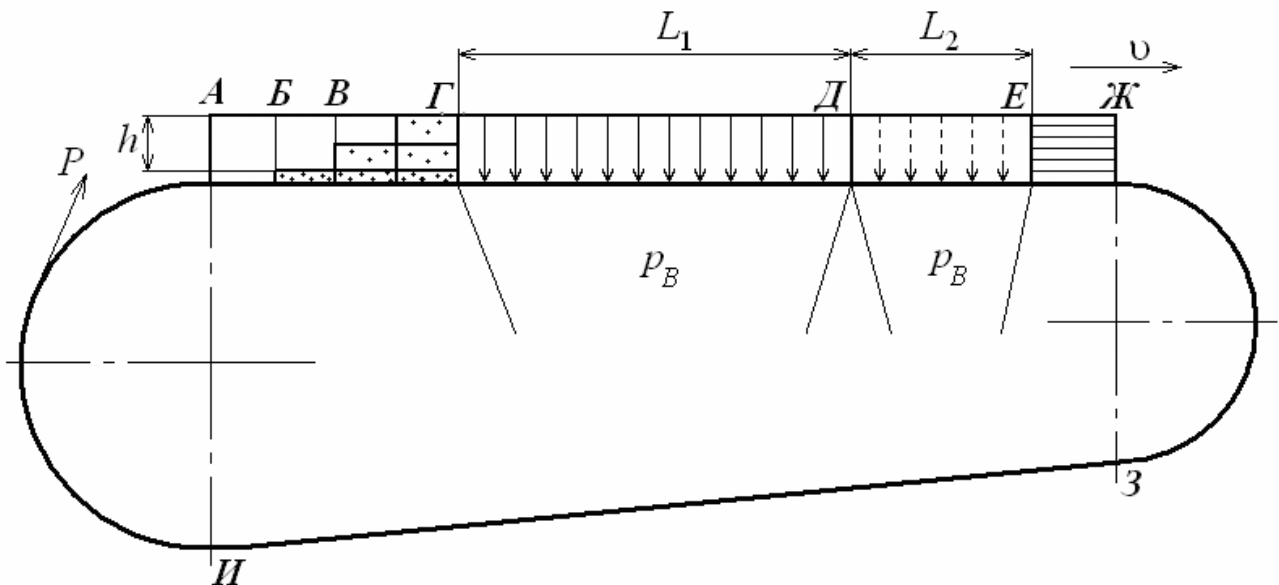


Рис. 7. Схема зон переміщення візків на конвеєрній агломераційній машині: АБ – порожні візки; БВ – завантаження постілі; ВГ – завантаження шихти; ГД – спікання; ДЕ – охолодження; ЕЖ – готовий агломерат; ЖЗ – розвантаження агломерату; ЗИ – відкат візків; ИК – підйом візків приводною зірочкою

Масова продуктивність:

$$Q = B \cdot h \cdot v \cdot \delta = 2,5 \cdot 0,3 \cdot 0,03 \cdot 2000 = 45 \text{ кг/с.}$$

Площа зони спікання:

$$S_1 = L_1 \cdot B = 34 \cdot 2,5 = 85 \text{ м}^2.$$

Площа зони охолодження агломерату:

$$S_2 = L_2 \cdot B = 30 \cdot 2,5 = 75 \text{ м}^2.$$

Сила тертя візків з урахуванням навантаження:

$$F_1 = f_1 \cdot M \cdot g = 0,3 \cdot 300000 \cdot 9,8 = 441000 \text{ Н.}$$

Сила тертя візків у ввімкнених вакуумних камерах:

$$F_2 = f_2 \cdot (S_1 + S_2) \cdot p_B = 0,15 \cdot (85 + 75) \cdot 1,2 \cdot 10^4 = 288000 \text{ Н.}$$

Сумарне колове зусилля на ведучій зірочці, яке долає привод:

$$P = T + F_1 + F_2 = 30000 + 441000 + 288000 = 7,59 \cdot 10^5 \text{ Н.}$$

Потужність двигуна:

$$N = \frac{P \cdot v}{\eta} = \frac{7,59 \cdot 10^5 \cdot 0,03}{0,5} = 45500 \text{ Вт.}$$

2.7. Визначити потужність двигуна барабанного обкочувача

Барабанний обкочувач призначений для перетворення тонкоподрібненої руди у сфероподібні утворення – обкотиші, шляхом перекатування зводненої шихти в обертальному барабані та подальшого зміцнюючого випалу, розрахункову схему див. на рис. 8.

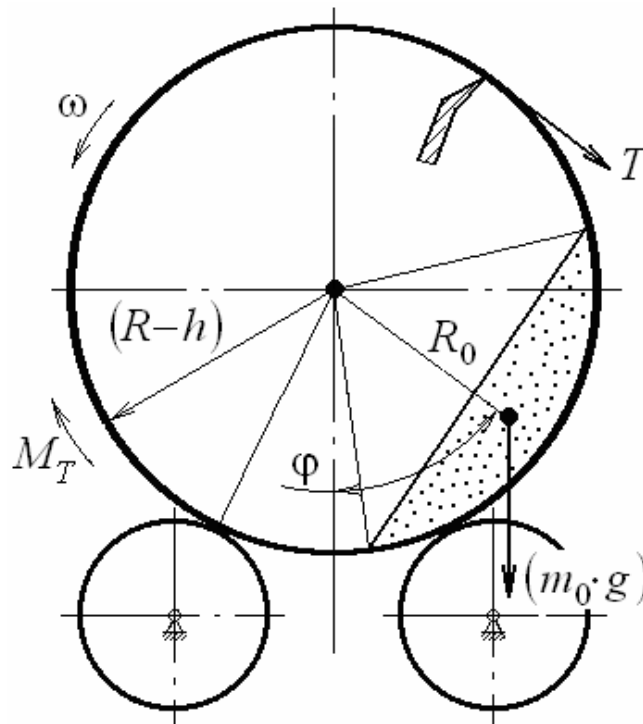


Рис. 8. Розрахункова схема барабанного обкочувача

Вихідні дані:

– момент сил тертя в роликах та бандажів об ролики, зведений до осі барабана – $M_T = 150000 \text{ (Н·м)}$;

- маса шихти в барабані – $m_0 = 5000$ кг;
- радіус барабана – $R = 1,5$ м;
- радіус центра мас шихти – $R_0 = 1,2$ м;
- кут відхилення центра мас шихти від вертикалі – $\varphi = 45^\circ$;
- товщина налиплого гарнісажу – $h = 0,05$ м;
- сумарне колове зусилля зрізання гарнісажу – $T = 20000$ Н;
- частота обертання барабану – $\omega = 0,9$ рад/с;
- коефіцієнт корисної дії приводу – $\eta = 0,6$.

Момент опору від сили ваги шихти:

$$M_0 = m_0 \cdot g \cdot R_0 \cdot \sin \varphi = 5000 \cdot 9,8 \cdot 1,2 \cdot \sin 45^\circ = 41600 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Момент опору від сил зрізання гарнісажу:

$$M_{зр} = T \cdot (R - h) = 20000 \cdot (1,5 - 0,05) = 29000 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Повний момент сил, необхідний для обертання барабану:

$$M = M_T + M_0 + M_{зр} = 8400 + 41600 + 29000 = 79000 \text{ (Н}\cdot\text{м)}.$$

Потужність двигуна:

$$N = \frac{M \cdot \omega}{\eta} = \frac{79000 \cdot 0,9}{0,6} = 118500 \text{ Вт.}$$

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Потураев В.Н. Вибрационная техника и технологии в энергоемких производствах [Текст]: монография / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, В.П. Надутый. – Д.: НГА Украины, 2002. – 186 с.
2. Франчук В.П. Методика расчета параметров технологической загрузки вертикальной вибрационной мельницы для измельчения высокопрочных хрупких материалов [Текст] / В.П. Франчук, А.В. Анциферов, А.А. Титов // Вибрации в технике и технологиях. – 2002. – № 1. – С. 54 – 57.
3. Вибрации в технике: Справочник. В 6-ти т. / Ред. совет: В.Н. Челомей (пред.). – М.: Машиностроение, 1981. – Т. 4. – Вибрационные процессы и машины / Под. Ред. Э.Э. Лавендела. – 1981. – 509 с.
4. Конспект лекцій з дисципліни “Розрахунок і конструювання обладнання для огрудкування корисних копалин” для студентів V курсу напряму підготовки 0902 Машинобудування (спеціальність «Гірниче обладнання») [Текст] / Упоряд.: Є.І. Плохотнюк, О.О. Титов – Д.: Національний гірничий університет, 2008. – 74 с.
5. Методичні вказівки до курсового проектування з основ конструювання гірничих машин на тему “Конструювання важкого інерційного віброзбудувача та вибір елементів приводу” для студентів денної та заочної форм навчання спеціальності 7.090216 “Гірниче обладнання” / Упоряд.: О.О. Титов, І.В. Галайда. – Д.: Національний гірничий університет, 2006.- 26 с.