

Міністерство освіти і науки України

Національний університет водного господарства та
природокористування

Навчально-науковий механічний інститут
Кафедра будівельних, дорожніх та меліоративних машин

02-01-602М

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання практичних робіт та самостійної роботи
з навчальної дисципліни «**Механічне обладнання
виробництва будівельних матеріалів**»
для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського)
рівня за освітньо-професійною програмою
«Створення та експлуатація машин і обладнання»
спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»
денної та заочної форм навчання

Рекомендовано науково-
методичною радою
з якості ННМІ
Протокол № 4 від
31 грудня 2024 року

Рівне – 2025

Методичні вказівки до виконання практичних робіт та самостійної роботи з навчальної дисципліни «Механічне обладнання виробництва будівельних матеріалів» для здобувачів вищої освіти першого (бакалаврського) рівня за освітньо-професійною програмою «Створення та експлуатація машин і обладнання» спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» денної та заочної форм навчання [Електронне видання] / Нечидюк А. А., Бабич Я. О. – Рівне : НУВГП, 2025. – 89 с.

Укладачі: Нечидюк А. А., к.т.н., доцент, доцент кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин;
Бабич Я. О., к.т.н., доцент.

Відповідальний за випуск: Тхорук Є. І., к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин.

Керівник групи забезпечення спеціальності: Тхорук Є. І., к.т.н., доцент, в.о. завідувача кафедри будівельних, дорожніх та меліоративних машин.

Перевидання методичних вказівок 02-01-392

© А. А. Нечидюк, 2025
© Національний університет
водного господарства та
природокористування, 2025

ЗМІСТ

Вступ.....	3
1. Розрахунок щокрових дробарок.....	4
2. Розрахунок гравітаційних бетонозмішувачів...	17
3. Розрахунок роторних бетонозмішувачів.....	35
4. Розрахунок двовального лопатевого змішувача.....	49
5. Визначення основних параметрів вібромайданчиків.....	60
6. Визначення основних параметрів бігунів.....	69
7. Визначення основних параметрів вальців для вилучення каміння.....	75
8. Визначення основних параметрів дірчастих вальців.....	81
Список літератури.....	89

ВСТУП

Здобувачі вищої освіти виконують вправи під керівництвом викладача в обсязі, передбаченому навчальним планом. Вправи виконуються в окремому зошиті, або на окремих аркушах формату А4 (210x297 мм). Текст вправ пишеться чорнилами із усіма необхідними розрахунками, а також представляється необхідний графічний матеріал (схеми і кресленики).

Перед виконанням вправ здобувачам необхідно ознайомитися із конструкцією і принципом роботи відповідних машин і теоретичними передумовами, покладеними в основу їхніх розрахунків.

Рекомендується такий порядок виконання вправ:

1. Записати назву вправи, номер заданого варіанта і вихідні дані.

2. Коротко описати призначення, конструкцію і принцип дії заданої машини.

3. Викреслити розрахункову, кінематичну або конструктивну схему машини.

На кінематичних або конструктивних схемах вказують розміри, що характеризують кінематику машин (передаточні відношення передач, головні розміри, зусилля і ін.) і отримані розрахунком параметри. Всі розрахункові формули спочатку представляються у загальному вигляді. При цьому математичні перетворення і прийняті індекси супроводжують лаконічними поясненнями, а прийняті числові значення розрахункових коефіцієнтів обґрунтовують або дають посилання на літературу. Варто звернути увагу на те, що розміри в розрахункових формулах і в довідковій літературі можуть виражатися в різних одиницях, а виконувати всі розрахунки потрібно в Міжнародній системі одиниць СІ.

Закінчену роботу студент оформляє, підписує, і здає на перевірку викладачу. Рекомендується брошурувати всі роботи в один зошит.

1. РОЗРАХУНОК ЩОКОВИХ ДРОБАРОК

Завдання

1. Вивчити конструкцію і принцип дії щокрових дробарок.

2. Опанувати методику розрахунку щокрових дробарок.

3. Визначити основні параметри щокрової дробарки: кутову швидкість ексцентрикового вала, продуктивність, зусилля подрібнення, загальну потужність двигуна.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчають роль і місце щокочових дробарок у технологічному комплексі дробарно-сортувальних установок.

2. Знайомляться з призначенням, конструкцією, принципом дії і основами експлуатації щокочових дробарок різноманітних типів.

3. Вивчають теоретичні передумови розрахунку щокочових дробарок.

4. За заданим варіантом вибирають тип дробарки і виписують її параметри (табл. 1.1).

5. Дають стислий опис будови, роботи і експлуатації заданої дробарки.

6. Викреслюють у масштабі конструктивну схему заданої дробарки з вказівкою її головних розмірів (рис. 1.1).

7. Розраховують основні параметри щокочової дробарки.

Вихідні дані для розрахунку щокочових дробарок: максимальна крупність кусків у вихідному матеріалі D_{max} , необхідна максимальна крупність готового продукту d_{max} , міцність матеріалу, продуктивність P .

Ширина завантажувального отвору B повинна забезпечити вільний прийом кусків максимальної крупності. Тому повинна бути дотримана умова: $B = D/0,85$.

Якщо використовуються стандартні подрібнюючі плити, ширина вихідної щілини b залежить від максимальної крупності кусків у готовому продукті:

$$d = 1,2b.$$

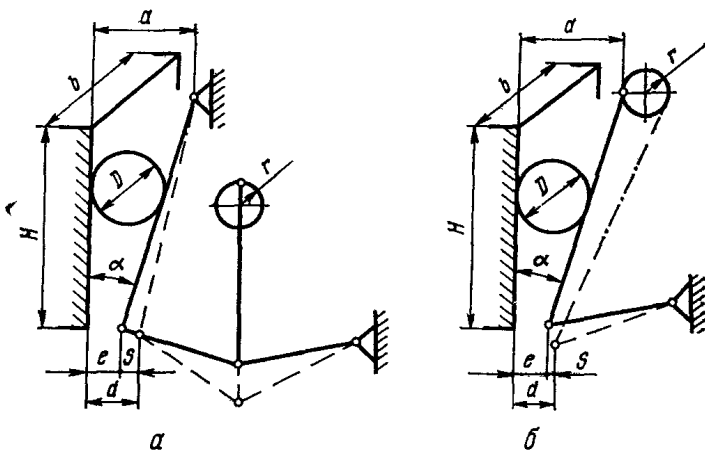


Рис. 1.1. Конструктивні схеми щоківних дробарок із рухомої щоки: *a* – простим, *б* – складним

1. Хід рухомої щоки, тобто значення ходу стиснення матеріалу в камері подрібнення.

Для руйнування куска матеріалу при стисненні його між подрібнюючими плитами, хід щоки повинен бути не меншим необхідного значення ходу стискування до руйнування

$$S > eD$$

де $e = \sigma/E$ – відносне стиснення (тут σ – напруження стиску; E – модуль пружності), D – розмір куска.

Оптимальні значення ходів стискування (мм) для щоківних дробарок визначені експериментально.

Таблиця 1.1

Вихідні дані до розрахунку шокових дробарок

Варіант	Ширина завантажувального отвору a , мм	Довжина завантажувального отвору b , мм	Мінімальна ширина розвантажувального отвору e , мм	Хід рухомої шоки S , мм	Ексцентриситет вала r , мм	Висота нерухомої шоки H , мм	Кут захвату α , град	Максимальний розмір завантажуваних кусків матеріалу D , мм
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	160	250	16	8	8	520	16	140
2	160	250	20	10	8	520	15	140
3	160	250	29	12	8	520	14	140
4	250	400	20	12	12,5	710	16	210
5	250	400	40	14	12,5	710	15	210
6	250	400	64	16	12,5	710	14	210
7	250	400	22	14	12,5	710	16	210
8	250	400	42	16	12,5	710	15	210
9	250	400	62	18	12,5	710	14	210
10	250	900	21	13	12	720	16	210
11	250	900	41	15	12	720	15	210
12	250	900	63	17	12	720	14	210

продовження табл. 1.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9
13	400	900	25	14	13	880	18	340
14	400	900	65	16	13	880	17	340
15	400	900	82	18	13	880	16	340
16	600	900	90	16	19	1100	20	510
17	600	900	135	20	19	1100	19	510
18	600	900	176	24	19	1100	18	510
19	400	600	36	18	19	1100	18	340
20	400	600	51	22	19	1000	17	340
21	400	600	74	26	19	1000	16	340
22	600	900	83	25	25	1580	20	510
23	600	900	102	29	25	1580	19	510
24	600	900	117	33	25	1580	18	510
25	900	1200	50	30	30	1900	20	700
26	900	1200	90	40	30	1900	19	700
27	1200	1500	80	45	35	2400	20	1000
28	1200	1500	100	50	35	2400	18	1000
29	1500	2100	100	40	42	3000	20	1300
30	1500	2100	145	55	42	3000	18	1300

Примітки: 1. Варіанти 1-18 – дробарки зі складним рухом щоки, варіанти 19-30 – з простим рухомої щоки.

2. Матеріал дроблення: для парних варіантів – граніт, для непарних – вапняк.

Для дробарок із складним рухом щоки:

$$S_e = (0,06 \dots 0,03)B, \quad S_n = 7 + 0,10b;$$

з простим рухом щоки:

$$S_e = (0,01 \dots 0,03)B, \quad S_n = 8 + 0,2b$$

де B і b – розміри приймального отвору і вихідної щілини, мм; S_e – хід стиснення у верхній точці камери подрібнення; S_n – хід стиснення в нижній точці камери подрібнення.

За хід стиснення приймають значення проекції траєкторії руху даної точки рухомої щоки на перпендикуляр до нерухомої щоки.

2. Визначають оптимальну частоту обертання, c^{-1} , ексцентрикового вала, що забезпечує максимальну продуктивність:

$$n = 0,5 \sqrt{\frac{gtg\alpha}{2S_n}}$$

де g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ; α – кут захвату, град (табл. 1.1); S_n – хід рухомої щоки, м (табл. 1.1);

3. Знаходять продуктивність дробарки з умови випадання призми матеріалу за повний хід рухомої щоки при заданому куті захвату.

Продуктивність дробарки (m^3/c)

$$P = \mu Vn,$$

де $\mu = 0,4 \dots 0,45$ – коефіцієнт, що враховує розпушення матеріалу в об'ємі призми; V – об'єм матеріалу, що випадає із дробарки за один оберт ексцентрикового вала; n – частота обертання ексцентрикового вала, c^{-1} .

Об'єм матеріалу, м³, що випадає з дробарки за один оберт ексцентрикового вала:

$$V = \frac{S_n L (2e + S_n)}{2tg\alpha},$$

де e – мінімальна ширина розвантажувального отвору, м (табл. 1.1); L – довжина розвантажувального отвору, м (табл. 1.1).

Тоді продуктивність щоківих дробарок визначиться за такою формулою

$$\Pi = \frac{\mu n S_n L (2e + S_n)}{2tg\alpha}.$$

Б.В. Клушанцев рекомендує визначати продуктивність щоківих дробарок (м³/с) за формулою, в якій додатково враховуються деякі параметри, що впливають на продуктивність:

$$\Pi = \frac{c S_{cp} L b n (B + b)}{2 D_{cb} tg\alpha},$$

де c – коефіцієнт кінематики, рівний 0,84 для дробарок із простим рухом щоки, із складним рухом, $c = 1$;

$S_{cp} = \frac{S_a + S_n}{2}$ – середній хід щоки, м ; D_{cb} –

середньозважений розмір кусків у вихідному матеріалі, м; для дробарок із шириною приймального отвору 600 мм і менше D_{cb} приймається рівним ширині приймального

отвору B , для дробарок з шириною приймального отвору 900 мм і більше $D_{cb} = (0,3...0,4)B$.

Продуктивність, кг/с,

$$P = P_0 \rho = \mu V n \rho,$$

де ρ – щільність подрібнюваного матеріалу (для вапняку $\rho = 1600$ кг/м³, для граніту $\rho = 2000$ кг/м³).

4. Для визначенні потужності, необхідної для подрібнення матеріалу, знаходять середнє ефективне зусилля на нерухому щоку (за один оберт ексцентрикового вала), що так само, як і P_{max} , прикладене приблизно на половині висоти нерухомої щоки:

$$P_{ef} \approx 0,2 P_{max}.$$

Робота подрібнення, Дж, за один робочий хід рухомої щоки

$$A = P_{ef} S_0,$$

де S_0 – хід рухомої щоки в місці прикладення сили P_{ef} , напрямленої нормально до площини рухомої щоки.

Так як повний хід рухомої щоки по висоті різний, то для дробарок із простим рухом щоки приймають, що $S_0 = (0,56...0,6)S$, м; для дробарок із складним рухом щоки $S_0 = r$, де r – ексцентриситет ексцентрикового вала, м (табл. 1.1).

Споживана дробаркою потужність, кВт

$$N = \frac{An}{1000 \cdot 60\eta},$$

де $\eta = 0,73$ – механічний ККД привода.

Потужність електродвигуна дробарки, прийнята з врахуванням запасу, необхідного на розгін дробарки (коефіцієнт запасу 1,2...1,3), кВт

$$N = \frac{1,3 \cdot 0,2 \cdot 2,7 \cdot 10^6 bHnS_0}{1000\eta},$$

$$N = 700S_0bHn/\eta,$$

де $\eta = 0,73$ – механічний ККД привода.

В.А. Олевський пропонує для визначення потужності електродвигуна шоккових дробарок (кВт) такі залежності:
для дробарок з простим рухом щоки

$$N = 700mLHS_{нn};$$

для дробарок із складним рухом щоки

$$N=720LHnr,$$

де m – конструктивний коефіцієнт, рівний 0,56...060; L – довжина камери подрібнення, м; H – висота нерухомої щоки, м; S_n – хід стиснення в нижній зоні, м; r – ексцентриситет вала, м; n – частота обертання вала, c^{-1} .

Дані формули справедливі для орієнтовного визначення потужності. Так як в момент розгону дробарки необхідно долати пікові навантаження, потужність двигуна вибирається з деяким запасом і В.А. Олевський рекомендує значення, отримані за даними формулами, множити на коефіцієнт 1,5.

5. Для визначення зусиль в елементах дробарок, необхідно знайти рівнодійну сил подрібнення $P_{др}$ і місце її прикладення. Експерименти проведені у ВНДІБуддормаш, показали, що при подрібненні граніту з межею міцності на

стискування до $\sigma_{ст} = 300$ МПа максимальне питоме навантаження на подрібнюючу плиту $q = 2,7$ МПа. Розподіляється це навантаження рівномірно по всій площині плити.

Виходячи із цього максимальне зусилля, що діє на подрібнюючу плиту, зусилля подрібнення, H

$$P_{max} = qLH = 2,7 \cdot 10^6 LH .$$

де q – середній тиск на одиницю робочої площі нерухомої щоки під час подрібнення матеріалу ($q \approx 2,7$ МПа); H – висота нерухомої щоки, м (табл. 1.1). Розрахункове зусилля подрібнення з врахуванням можливих піків навантаження, H

$$P_p = 1,5P_{max} .$$

Враховуючи умови тертя на поверхні рухомої щоки, силу P_{max} приблизно можна прийняти як напрямлену перпендикулярно до нерухомої щоки і прикладену на половині висоти камери подрібнення.

За розрахунковим зусиллям P_p можна аналітичним або графічним способом знайти зусилля в усіх робочих елементах дробарки і виконати їх розрахунок на міцність.

Для дробарок із простим рухом щоки (рис. 1.2, а) розрахунок виконуємо у такій послідовності.

Знаходимо кут δ як $\delta = 90 - \beta$ (кут між розпірною плитою і шатуном, $80^0 < \beta < 90^0$).

Визначаємо кут між силою у розпірній плиті та її проєкцією на рухому щоку: $\gamma = \alpha - \delta$, де α – кут захвату (див. табл. 1.1).

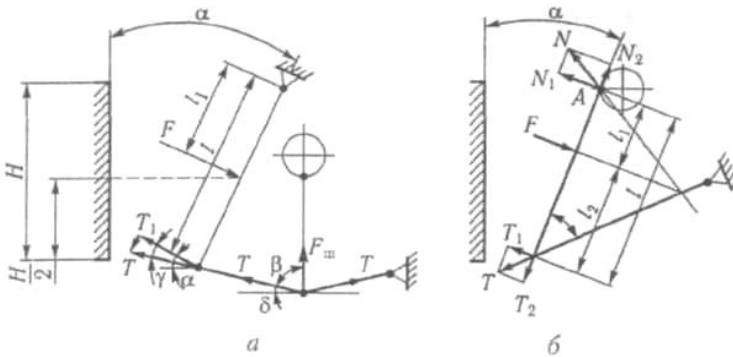


Рис. 1.2. Схема сил в елементах конструкції шоквої дробарки : *a* – із простим рухом шоки; *б* – зі складним рухом шоки

Складаємо рівняння моментів ΣM_o відносно точки підвісу рухомої шоки *A*

$$\Sigma M_o = Fl_1 - T_1l$$

Звідси:

$$T_1 = F \frac{l_1}{l}.$$

Знаходимо зусилля у розпирній плиті:

$$T = T_1 \cos \gamma .$$

Визначаємо зусилля в шатуні:

$$F_u = 2T \cos \beta.$$

Звідки
$$T = \frac{F_u}{2 \cos \beta}.$$

Для $\beta = 90^\circ$ $T \rightarrow 0$.

Тому кут β приймаємо в межах $80^\circ < \beta < 90^\circ$.

Знаходимо зусилля, що діє на нерухому щоку:

$$P_H = F \cos \alpha.$$

У дробарках із складним рухом щоки (рис. 1.2, б) крім зусилля F на рухому щоку діють сили N – у точці підвісу щоки на ексцентриковому валу, і T – у точці B з'єднання щоки з розпірною плитою. Ці сили розкладаються на складові N_1 і T_1 , нормальні до поверхні щоки, та N_2 і T_2 , що діють вздовж щоки. Значення N_1 і T_1 визначаємо з умови рівноваги системи сил, що діють на щоку відносно точок A і B .

$$\Sigma M_A = 0; T_1 l = Fl_1, \text{ звідки } T_1 = \frac{Fl_1}{l};$$

$$\Sigma M_B = 0; N_1 l = Fl_2; \text{ звідки } N_1 = \frac{Fl_2}{l}, \text{ де } l_1 \text{ і } l_2 -$$

відстані від точки прикладення сили F до точок A і B відповідно.

Складова T_2 чисельно дорівнює N_2 і визначається за формулою

$$T_2 = \frac{T_1}{\operatorname{tg} \gamma} = \frac{Fl_1}{l \cdot \operatorname{tg} \gamma},$$

де γ – кут між рухомою щокою і розпірною плитою, град, $\gamma = 40 \dots 50^\circ$.

Зусилля, що діє у розпірній плиті:

$$T = \frac{T_1}{\sin \gamma} = F \frac{l_1}{l \sin \gamma}.$$

Зусилля, що діє на приводний вал і його підшипники:

$$N = \sqrt{N_1^2 + N_2^2} = \frac{F}{l} \sqrt{l_2^2 + \frac{l_1^2}{\operatorname{tg}^2 \gamma}} .$$

Визначаємо діаметр маховика, м.

$$D = \frac{20 \dots 30}{\pi} .$$

Контрольні запитання

1. За яким принципом класифікуються шокові дробарки і які основні відмінності у принципі їхньої дії?
2. Які пристрої шокових дробарок регулюють розміри вихідного отвору?
3. Які пристрої шокових дробарок запобігають поломці дробарки при надходженні до неї неподібнюваних (металевих) предметів?
4. Яку роль грає маховик при роботі шокової дробарки і як це впливає на вибір потужності електродвигуна?
5. Які особливості експлуатації і обслуговування шокових дробарок?
6. Які передумови кладуться в основу розрахунку кута захвату, оптимальної частоти обертання ексцентрикового вала і продуктивності дробарок? Приведіть розрахункові схеми.
7. Що таке середнє ефективне зусилля подрібнення і як воно визначається?
8. Як визначається діаметр маховика?

2. РОЗРАХУНОК ГРАВІТАЦІЙНИХ БЕТОНОЗМІШУВАЧІВ

Завдання

1. Ознайомитися з технологічним процесом бетонозмішувальних установок.
2. Вивчити конструкцію, робочий процес, основи експлуатації гравітаційних бетонозмішувачів, методику їхнього розрахунку.
3. Розрахувати продуктивність бетонозмішувача.
4. Визначити координати центра ваги окремих частин і всього барабана, а також бетонної суміші у барабані змішувача з двоконусним барабаном.
5. Визначити зусилля, що діють на опорні і підтримуючі ролики.
6. Визначити потужність електродвигуна привода.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити технологічний процес бетонозмішувальних установок, призначення головного устаткування і методику його вибору.
2. Вивчити призначення, конструкцію, принцип дії і основи експлуатації гравітаційних бетонозмішувачів. Дають стислий опис конструкції і роботи заданого бетонозмішувача. Викреслюють кінематичну схему заданого бетонозмішувача за варіантом, вибраним з табл. 2.1.
3. Визначають продуктивність, $\text{м}^3/\text{год}$ бетонозмішувача періодичної дії:

$$P = 0,001 V_z K_v K_m Z,$$

де V_z – паспортна місткість змішувача, л, (табл.2.1);
 $K_v = 0,65$ – коефіцієнт виходу суміші; $K_m = 0,8 \dots 0,85$ –
коефіцієнт використання машини у часі; Z – кількість

Таблиця 2.1

Вихідні дані до розрахунку двоконусних бетонозмішувачів

Варианти	Висота короткого конуса l_{1-1} , мм	Висота циліндричної частини l_{1-2} , мм	Висота довгого конуса l_{1-3} , мм	Радіус циліндричної частини R_{1-2} , мм	Радіус короткого конуса R_{1-1} , мм	Радіус довгого конуса R_{1-3} , мм	Діаметр цапф роликів d , мм	Діаметр роликів D , мм	Вага короткого конуса G_{1-1} , кН	Вага циліндричної частини G_{1-2} , кН	Вага довгого конуса G_{1-3} , кН	Об'єм суміші, що завантажується в барабан V_3 , л
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	530	270	700	640	290	250	50	180	1,5	2,3	2,5	68
2	540	280	710	650	300	260	50	200	1,6	2,3	2,1	70
3	550	290	720	660	310	270	50	210	1,7	2,3	2,2	85
4	560	300	730	670	320	280	50	220	1,8	2,3	2,3	90
5	540	280	710	640	300	260	60	240	1,9	2,4	2,4	75
6	550	270	720	650	310	270	60	260	2,0	2,4	2,5	69
7	560	260	730	660	320	280	60	270	2,1	2,4	2,6	100
8	570	250	740	670	330	290	60	280	2,2	2,4	2,7	110
9	550	250	720	650	310	270	70	290	2,1	2,5	2,8	100
10	560	260	730	650	320	280	70	300	2,2	2,5	2,9	105

продовження табл. 2.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
11	570	270	740	640	330	290	70	310	2,3	2,5	3	100
12	580	280	750	630	340	300	70	320	2,4	2,5	3,1	95
13	220	290	650	740	500	300	75	320	1,4	3	3,9	110
14	230	300	660	750	510	310	75	320	1,5	3	4	130
15	240	310	670	760	520	320	75	320	1,6	3	4,1	140
16	250	320	680	770	530	330	75	320	1,7	3	4,2	150
17	700	400	1000	840	365	285	80	320	2,7	3,5	3,8	160
18	720	410	1020	850	370	295	80	340	2,8	3,5	3,9	165
19	740	420	1040	860	375	305	80	350	2,9	3,5	4	200
20	760	430	1060	870	380	315	80	360	3	3,5	4,1	220
21	350	400	900	990	700	400	85	400	1,9	4	4,9	250
22	360	410	920	1000	710	410	85	400	2	4	5	260
23	370	420	940	1020	720	420	85	400	2,1	4	5,1	300
24	380	430	960	1040	730	430	85	400	2,2	4	5,2	400
25	1100	400	1400	1200	500	400	90	420	6,6	10	7,7	450
26	1120	410	1420	1220	510	410	90	430	6,7	10	7,8	480
27	1140	420	1440	1240	520	420	90	440	6,8	10	7,9	500
28	1250	500	1650	1350	600	500	100	470	6,9	11	8	550
29	1300	520	1670	1370	620	520	100	480	7	11	8,1	600
30	1350	540	1690	1390	640	540	110	490	7,1	11	8,2	700

замісів за годину, $Z = \frac{3600}{t_1 + t_2 + t_3 + t_4}$, де тривалість

завантаження $t_1 = 15...20$ с; тривалість перемішування $t_2 = 50...120$ с; тривалість розвантаження $t_3 = 12...18$ с; тривалість повернення змішувача у вихідне положення $t_4 = 5...10$ с.

4. Важливою характеристикою процесу перемішування є частота обертання барабана, оптимальне значення якої залежить від коефіцієнта тертя суміші об внутрішню поверхню барабана, а також від діаметра барабана.

При визначенні частоти обертання ω вважають, що для кута відриву суміші від лопатей $\beta = 40...50^\circ$ забезпечується умова співвідношення частот обертання

$$\omega = 0,55 \omega_{кр},$$

де $\omega_{кр}$ – критична кутова швидкість, що розраховується з рівності у верхній точці барабана відцентрової сили P_c і сили тяжіння G (рис. 2.1).

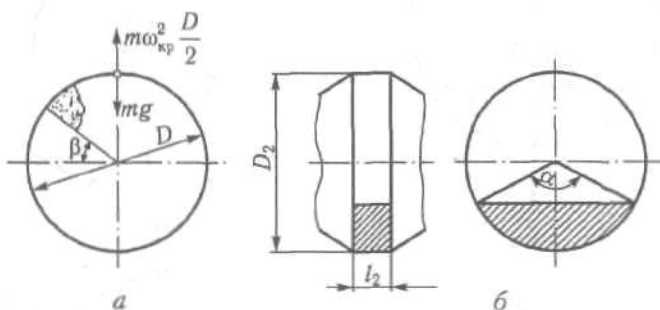


Рис.2.1. Схема для визначення параметрів гравітаційного змішувача: *a* – частоти обертання барабана; *б* – циліндричної частини

$$P_6 = G, \text{ або } m\omega_{кр}^2 R = mg$$

де m – маса частинки.

Звідси

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R}}, \text{ рад/с}$$

З урахуванням цієї залежності формула для визначення оптимальної частоти матиме вигляд:

$$\omega = \frac{2,1 \dots 2,4}{\sqrt{D_2}}, \text{ рад/с}$$

де D_2 – діаметр циліндричної частини барабана, м. Можна визначити через радіус R_{1-2} (див. табл. 2.1)/

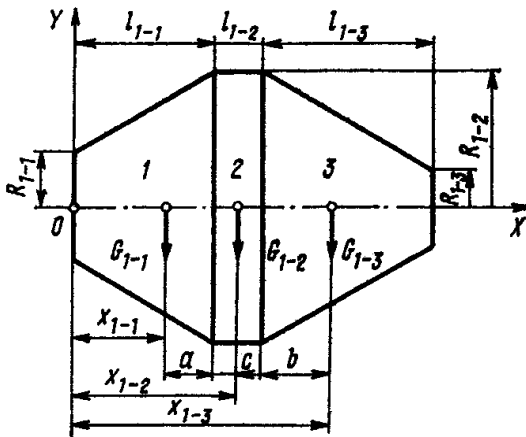


Рис. 2.2. Схема до розрахунку координат центра тяжіння барабана двоконусного бетонозмшувача

Також діаметр центральної частини барабана можна визначити:

$$D_2 = (1,6 \dots 1,75) \sqrt[3]{V_3},$$

де V_3 – об’єм суміші, що завантажується у барабан, м^3 (див. табл. 2.1).

5. Визначають координати центра ваги окремих частин і всього барабана (без бетонної суміші). Початок координат приймають у точці O (рис. 2.2) по осі обертання барабана.

Координати центрів тяжіння конусних і циліндричної частин барабана лежать на осі його обертання (координата $Y_I = 0$).

Абсцису загального центра ваги всього барабана визначають за рівнянням статичних моментів сил тяжіння окремих його частин:

$$x_I = \frac{G_{I-1}x_{I-1} + G_{I-2}x_{I-2} + G_{I-3}x_{I-3}}{G_{I-1} + G_{I-2} + G_{I-3}}, \text{ м,}$$

де G_{I-1} , G_{I-2} , G_{I-3} – вага відповідно короткого конуса, циліндричної частини і довгого конуса барабана, Н (табл. 2.1). Координати цих частин $x_{I-1} = l_{I-1} - a$; $x_{I-2} = l_{I-1} + c$; $x_{I-3} = l_{I-1} + l_{I-2} + b$.

Відстані центрів ваги зрізаних конусів від їхніх основ

$$a = \frac{l_{I-1}(R_{I-2} + 2R_{I-1})}{3(R_{I-2} + R_{I-1})}; \quad b = \frac{l_{I-3}(R_{I-2} + 2R_{I-3})}{3(R_{I-2} + R_{I-3})},$$

де l_{1-1} , l_{1-2} , l_{1-3} – висота відповідних частин барабана, м (табл. 2.1); R_{1-1} , R_{1-2} , R_{1-3} – радіуси основ відповідних зрізаних конусів, м (табл. 2.1).

Положення центра ваги циліндричної частини барабана визначається величиною $c = l_{1-2}/2$.

Вага всього барабана (без бетонної суміші), Н,

$$G_I = G_{I-1} + G_{I-2} + G_{I-3}.$$

Визначають координати центрів тяжіння окремих частин і всієї бетонної суміші в барабані.

Розміщення порції суміші для одного замісу (рис. 2.3.) характеризується розміром h від осі барабана до поверхні суміші. Початок координат приймають у точці O .

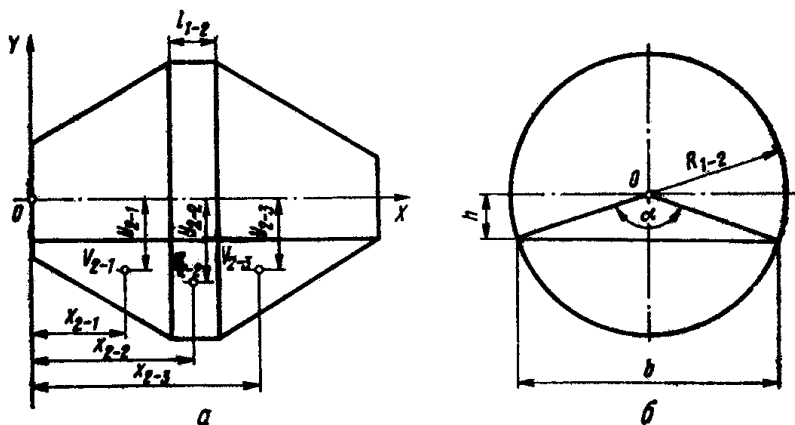


Рис. 2.3. Схема до розрахунку координат центра ваги бетонної суміші

Об'єм суміші в циліндричній частині барабана характеризується радіусом R_{1-3} , центральним кутом α і товщиною l_{1-1} . Кут α може бути знайдений графічно (із кресленника) або аналітично – за формулою:

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{h}{R_{1-2}}.$$

Площа сегментної частини суміші, м^2 ,

$$S_{2-2} = \frac{l}{2} R_{1-2}^2 \left(\frac{\pi \alpha^\circ}{180^\circ} - \sin \alpha \right), \text{ або}$$

$$S_{2-2} = \frac{l}{2} b (R_{1-2} - h).$$

Тут b і h приймають за масштабом кресленника (рис. 2.3).

Обсяг суміші циліндричної частини барабана, м^3 ,

$$V_{2-2} = S_{2-2} l_{1-2}.$$

Координати центра ваги суміші в циліндричній частині барабана

$$x_{2-2} = l_{1-1} + \frac{l_{1-2}}{2}; \quad y_{2-2} = \frac{2R_{1-2}^3 \sin^3 \frac{\alpha}{2}}{3S_{2-2}}.$$

Об'єми і центри ваги бетонної суміші відповідно у короткому і довгому конусах барабана можуть бути

знайдені графоаналітичним методом. Для цього конусну частину барабана викреслюють у масштабі (рис. 2.4, *a*) і поділяють на довільно узяті однакової довжини (3-5 частин), а конічну поверхню отриманих елементарних об'ємів заміняють на усереднену циліндричну. Варто мати на увазі, що точність розрахунку збільшується зі збільшенням кількості елементарних об'ємів, на який розбивається шуканий об'єм суміші.

Радіуси ρ_i елементарних циліндричних сегментів, що позначаються індексом i , та центральні кути відповідних циліндричних сегментів α_i знаходять графічно за креслеником або аналітично зі співвідношення

$$\cos \frac{\alpha_i}{2} = \frac{h}{\rho_i}.$$

Площа елементарного циліндричного сегмента, м^2

$$S_i = \frac{l}{2} \rho_i^2 \left(\frac{\pi \alpha_i}{180} - \sin \alpha_i \right).$$

Об'єм елементарної частини циліндричного сегмента, м^3

$$V = S_i a,$$

де a – висота прийнятої елементарної частини циліндричного сегмента, м.

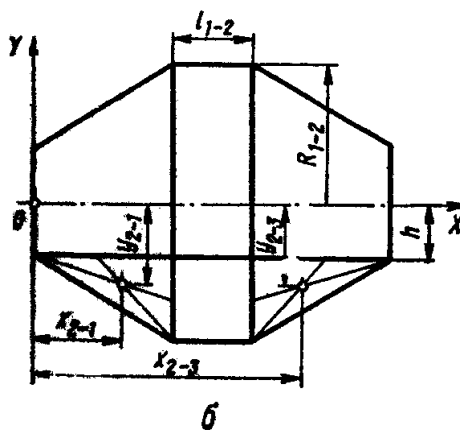
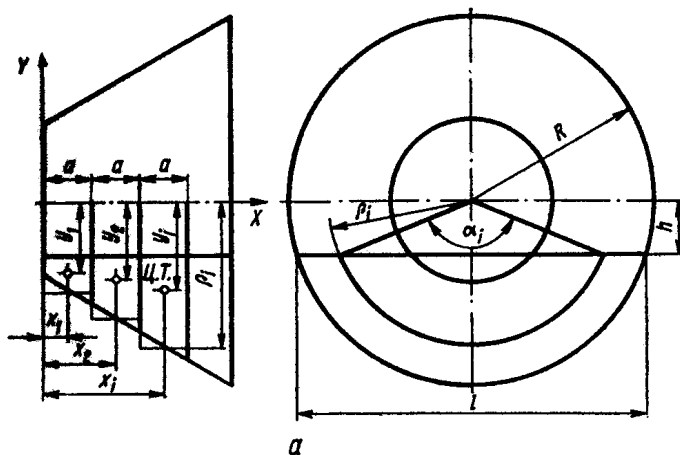


Рис. 2.4. Схема до розрахунку координат центру ваги бетонної суміші в конічних частинах барабана змішувача:
 а – методом усереднених елементарних циліндричних сегментів; б – методом побудови медіан конічних сегментів

При обчисленнях необхідно пам'ятати, що кути α_i і радіуси ρ_i є розмірами змінними і повинні визначатися окремо для кожного елементарного сегмента.

Об'єм суміші в короткому конусі, м³

$$V_{2-1} = \sum_i^n V_i,$$

де n – кількість елементарних циліндричних сегментів.

Координати центра ваги суміші в короткому конусі визначають за рівняннями статичних моментів об'ємів елементарних циліндричних сегментів:

$$x_{2-1} = \frac{\sum_1^n V_i x_i}{\sum_1^n V_i}; \quad y_{2-1} = \frac{\sum_1^n V_i y_i}{\sum_1^n V_i},$$

де x_i і y_i – координати центрів ваги об'ємів елементарних циліндричних сегментів, м:

$$x_i = (i-1)a + a/2; \quad y_i = \frac{2\rho_i^3 \sin^3 \frac{\alpha_i}{2}}{3S_i}.$$

Аналогічно визначають координати центра ваги суміші в довгому конусі.

Координати центра ваги суміші в конічних частинах барабана можна знайти й іншим способом. Для цього будують схему перерізу барабана змішувача по осі і знаходять точки перетину медіан трикутників (рис 2.4, б); потім визначають відстані x_{2-1} , y_{2-1} і x_{2-3} , y_{2-3} за масштабом, а об'єми бетону в конічних частинах можна уподібнити об'ємам пірамід, для котрих

$$V_{2-1} = \frac{I}{3} S_{2-2} l_{1-1}; \quad V_{2-3} = \frac{I}{3} S_{2-2} l_{1-3}.$$

Координати центра ваги всього об'єму бетонної суміші в барабані, м,

$$x_2 = \frac{V_{2-1} x_{2-1} + V_{2-2} x_{2-2} + V_{2-3} x_{2-3}}{V_{2-1} + V_{2-2} + V_{2-3}};$$

$$y_2 = \frac{V_{2-1} y_{2-1} + V_{2-2} y_{2-2} + V_{2-3} y_{2-3}}{V_{2-1} + V_{2-2} + V_{2-3}}.$$

Загальна вага бетону в барабані, Н

$$G_2 = (V_{2-1} + V_{2-2} + V_{2-3}) \gamma,$$

де γ – питома вага бетонної суміші (приймають $\gamma = 24 \text{ кН/м}^3$).

6. Визначають зусилля, з яким діє барабан із бетонною сумішшю на опорні ролики при статичному положенні суміші в барабані, з умови (рис. 2.5.)

$$G_1 + G_2 = 2T \cos \beta,$$

звідки зусилля на опорних роликах, Н,

$$T = \frac{G_1 + G_2}{2 \cos \beta},$$

де β – кут установки роликів, град ($\beta \geq 30^\circ$).

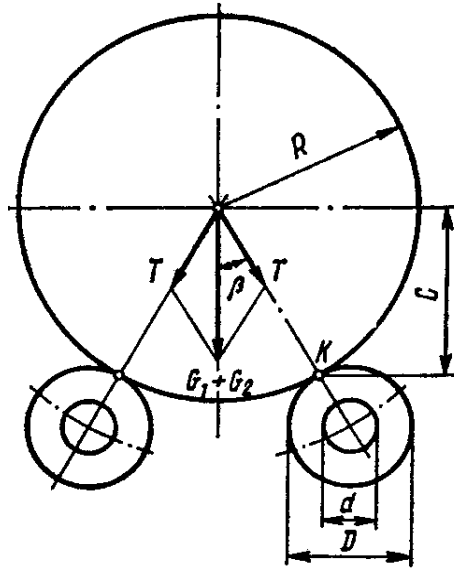


Рис. 2.5. Схема до розрахунку сил, які діють на опорні ролики змішувача ($R \approx R_{1-2}$ – радіус банджа, c – відстань до точки K опори банджа на ролики)

Визначають навантаження банджа барабана на підтримуючі ролики в двох положеннях барабана: 1) під час перемішування при нахилі барабана під кутом $10...15^\circ$ і 2) при розвантаженні барабана, якщо він нахилений у бік довгого конуса під кутом 60° . У другому випадку вважають, що бетонна суміш розміщується тільки у довгому конусі.

Сума моментів сил щодо точки K опори барабана на опорні ролики при перемішуванні (рис. 2.5, 2.6, а)

$$\sum M_K = G_2 S' - G_1 e' - 2P'c = 0;$$

тоді навантаження на кожний підтримуючий ролик, Н

$$P' = \frac{G_2 S' - G_1 e'}{2c}$$

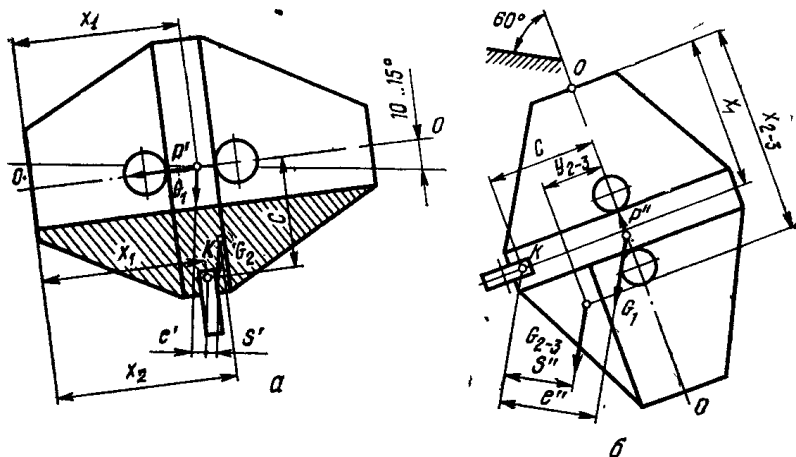


Рис. 2.6. Схеми до розрахунку зусиль на підтримуючі ролики змішувача: *a* – при перемішуванні суміші; *б* – при розвантаженні змішувача

Сума моментів при розвантаженні щодо точки *K* (рис. 2.6, *б*)

$$\sum M_K = G_{2-3} S'' + G_1 e'' - 2P'' c'' = 0,$$

звідки навантаження на кожний підтримуючий ролик, Н

$$P'' = \frac{G_{2-3} S'' + G_1 e''}{2c},$$

де e' , e'' і S' , S'' – відповідні плечі сил G_1 і G_2 ; c – вертикальна проекція відстані від осі обертання

барабана до опорного ролика.

Координату опорного бандажа барабана приймають посередині його циліндричної частини (рис. 2.6, а):

$$x_l = l_{l-1} + l_{l-2}/2.$$

7. Визначають потужність, необхідну для перемішування бетонної суміші і подолання тертя опорних роликів.

Момент неврівноважених сил, утворюваних бетонною сумішшю при обертанні барабана (рис. 2.7), Нм

$$M_l = G_2 y_2 \sin \varphi,$$

де $\varphi = 25 \dots 30^\circ$ – кут природного укосу бетонної суміші при обертанні барабана.

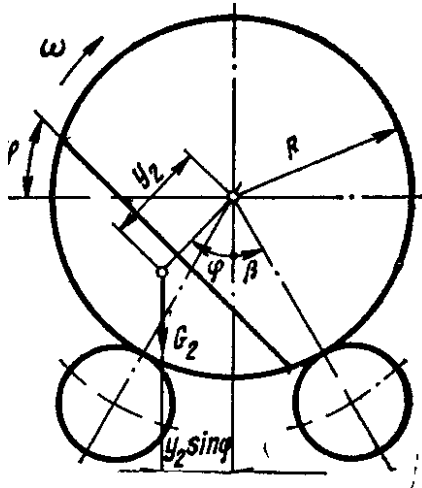


Рис.2.7. Схема до розрахунку потужності змішувача

Потужність, Вт

$$N_1 = M_1 \omega,$$

де $\omega = 1,3 \dots 1,9$ – кутова швидкість обертання барабана, рад/с.

Опір обертанню барабана, обумовлений силами тертя, Н

$$W_0 = 2T \left(\frac{2f}{D} + \frac{\mu d}{D} \right);$$

де $f = 0,0008$ м – коефіцієнт тертя кочення бандажа барабана по роликах; $\mu = 0,1$ – коефіцієнт тертя ковзання в цапфах роликів; D – діаметр роликів, м; d – діаметр цапф, м (табл. 2.1).

Тоді потужність, Вт

$$N_2 = W_0 R \omega.$$

Сумарна розрахункова потужність електродвигуна привода обертання барабана, кВт

$$N = \frac{N_1 + N_2}{1000\eta},$$

де $\eta = 0,8 \dots 0,85$ – ККД передачі привода.

Для бетонозмішувачів барабан яких встановлений централью на осі, потужність розраховується за такою формулою:

$$N = (G_{см} + G_б) \mu r_0 \omega / 1000, \text{ кВт}$$

де $G_{см}$ – сила тяжіння суміші, Н, $G_{см} = V_в \rho g$, де $V_в$ – корисний об'єм змішувача, м³; ρ – густина бетонної суміші, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с².

G_{δ} – сила тяжіння барабана, Н; μ – коефіцієнт тертя в підшипниках барабана, встановленого на осі; r_0 – радіус осі, м; ω – кутова швидкість барабана, рад/с.

8. Розрахунок механізму нахилу барабана.

Нахил барабана в сучасних бетонозмішувачах виконується пневматичним або гідравлічним циліндром.

Найбільше навантаження на шток циліндра буде при крайньому нижньому положенні барабана (рис.2.8). Для швидкого і безперешкодного витікання суміші максимальний кут нахилу барабана приймається $\alpha = 60...65^{\circ}$. У цьому положенні барабан вільний від суміші і навантаження F на шток циліндра визначимо із умови рівноваги сил тяжіння барабана G_{δ} , траверси G_m і сили F відносно осі поворота траверси:

$$Fr + G_{\delta}b - G_m a = 0,$$

де r , b і a – плечі дій відповідно сил F , G_{δ} і G_m .

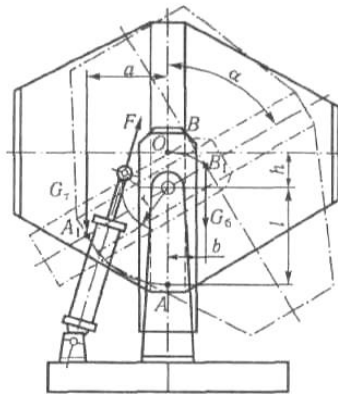


Рис.2.8.Схема до розрахунку механізму нахилу барабана

Для попередніх розрахунків параметри розміщення центрів мас барабана і траверси можуть бути прийняті рівними: $h = 0,25R$, $l = 0,5R$ (R – внутрішній радіус барабана). Тоді при повороті барабана плечі дій відповідних сил будуть:

$$\begin{aligned}a &= lsina = 0,5Rsina; \\ b &= hsina = 0,25Rsina.\end{aligned}$$

Навантаження на шток циліндра, Н

$$F = (0,5G_T Rsina - 0,25G_b Rsina)/r.$$

На початковій стадії розрахунків можна приймати

$$G_T = 0,32G_{cm}$$

$$G_b = 0,38G_{cm}$$

де G_{cm} – загальна сила тяжіння змішувача).

Діаметр поршня циліндра, м

$$D = \sqrt{\frac{4F}{\pi\rho}},$$

де ρ - тиск робочого середовища, Н/м².

Контрольні запитання

1. Яка галузь застосування бетонозмішувачів гравітаційних і примусового перемішування, циклічної і безперервної дії?

2. Як визначають продуктивність цих бетонозмішувачів?

3. З яких вузлів складається гравітаційний

двоконусний бетонозмішувач?

4. Як здійснюється завантаження, перемішування суміші і розвантаження такого бетонозмішувача?

5. Як здійснюється привод обертання і нахилу барабана гравітаційного бетонозмішувача?

6. Яку роль виконують опорні і підтримуючі ролики?

7. Як визначають координати центра ваги барабана і бетонної суміші?

8. Як визначають зусилля, що діють на ролики?

9. Як буде змінюватися зусилля на опорних роликах, якщо змінювати центральний кут їхньої установки?

10. Як розраховують потужність, необхідну для перемішування бетонної суміші і подолання тертя в опорних роликах?

3. РОЗРАХУНОК РОТОРНИХ БЕТОНОЗМІШУВАЧІВ

Завдання

1. Вивчити конструкцію, принцип дії, основи експлуатації і методи розрахунку роторних бетонозмішувачів.

2. Розрахувати продуктивність заданого бетонозмішувача.

3. Розрахувати конструктивно-технологічні параметри бетонозмішувача.

4. Визначити зусилля, що діють на лопаті змішувача.

5. Визначити потужність електродвигуна привода.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчають призначення, будову, робочий процес, основи експлуатації і методи розрахунку роторних бетонозмішувачів.

Таблиця 3.1

Вихідні дані до розрахунку роторних бетонозмішувачів

Варианти	Діаметр чаші D , мм	Радіус обертання водила R , мм	Радіус обертання лопаток r , мм	Довжина лопаток l , мм	Кут нахилу лопаток α , град	Висота лопаток h , мм	Кутова швидкість обертання водила ω_1 , рад/с	Кутова швидкість обертання лопаток ω_2 , рад/с	Число лопаток k	Місткість змішувача за завантаженням, V_3 , л
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	1250		400	200	40	130		3,0	4	50
2	1260		390	190	35	140		2,9	4	60
3	1270		380	180	30	150		2,8	4	80
4	1280		370	170	25	160		2,7	4	90
5	1250		400	220	40	140		3,2	4	100
6	1260		410	230	35	150		3,1	4	200
7	1270		420	240	30	160		3,0	4	240
8	1280		430	250	25	170		2,9	4	250
9	1250		400	240	40	150		3,5	4	260
10	1260		400	245	35	160		3,4	4	270

продовження табл. 3.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
11	1270		400	250	25	170		3,3	4	275
12	1280		400	255	25	180		3,2	4	280
13	1800		570	260	40	160		3,0	5	300
14	1810		580	250	25	170		2,9	5	350
15	1820		590	240	30	180		2,8	5	400
16	1830		600	230	25	190		2,7	5	500
17	2200		750	280	35	170		2,6	7	520
18	2210		760	270	30	180		2,5	7	550
19	2220		770	260	25	190		2,4	7	600
20	2230		780	250	20	200		2,3	7	700
21	2170	600	150	300	30	250	0,31	2,6	4	750
22	2180	600	150	280	28	270	0,32	2,4	4	800
23	2190	600	150	260	26	290	0,33	2,2	4	810
24	2200	600	150	240	24	310	0,34	2,0	4	820
25	2580		870	350	35	210		2,0	7	830
26	2590		880	360	25	220		1,9	7	850
27	2600		890	370	37	230		1,8	7	900
28	2580		880	400	30	230		2,0	7	910
29	2590		890	410	25	230		1,9	7	920
30	2600		900	420	15	240		1,8	7	945

Дають стислий опис конструкції і роботи заданого бетонозмішувача (табл. 3.1), викреслюють його кінематичну і конструктивну схеми.

2. Тривалість циклу приготування суміші, с.

$$T_{\text{ц}} = t_1 + t_2 + t_3 + t_4,$$

де t_1 – час завантаження сировинних компонентів у змішувач, $t_1 = 10 \dots 15$ с; t_2 – час перемішування суміші, $t_2 = 50 \dots 240$ с; t_3 – час розвантаження суміші, $t_3 = 10 \dots 25$ с; t_4 – час закривання розвантажувального затвора (час повернення затвора у вихідне положення), $t_4 = 5 \dots 15$ с.

3. Визначаємо продуктивність бетонозмішувача.

$$П = V_2 Z_{\text{ц}} K_{\text{в}}$$

де $V_2 = V_3 K_{\text{вих}}$ – об'єм готового замісу (V_3 – місткість за завантаженням, м³; $K_{\text{вих}}$ – коефіцієнт виходу суміші (для бетону $K_{\text{вих}} = 0,65 \dots 0,69$, для розчину $K_{\text{вих}} = 0,7 \dots 0,8$); $Z_{\text{ц}} = 3600/T_{\text{ц}}$ – число циклів (замісів) на годину, цикл/год.

4. Висота суміші в чаші при завантаженні розраховується за формулою:

$$h_{\text{см}} = 0,058 + 0,121V_3 - 0,014V_3^2.$$

5. Висота суміші після змішування

$$h_{\text{см1}} = h_{\text{см}} K_{\text{в}}$$

6. Діаметр чаші змішувача (якщо він не задається) визначається за такою формулою

$$D_c = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi(1 - k_{dc}^2)h_{cm}}},$$

де k_{dc} – коефіцієнт відношення діаметра стакану (d_c) до діаметра чаші (D_c), $k_{dc} = 0,28 \dots 0,36$.

7. Діаметр стакану

$$d_c = D_c k_{dc}$$

8. Висота стакану

$$h_c = h_{cm} k_c,$$

де k_c – коефіцієнт відношення висоти стакану (h_c) до висоти суміші (h_{cm}), $k_c = 1,5 \dots 2,0$.

9. Довжина (висота) тримачів лопатей

$$h_{mp} = h_c + (0,03 \dots 0,05)$$

10. Висота чаші

$$H_c = h_c k_c$$

де k_c – коефіцієнт відношення висоти чаші (H_c) до висоти стакану (h_c), $k_c = 1,3 \dots 1,5$.

11. Визначають силу опору рухові кожної лопатки за формулою Ньютона-Кармана, H :

$$P = C \rho F \mathcal{G}^2,$$

де $C = 3 \dots 9$ – коефіцієнт лобового опору бетонної суміші, що залежить від її рухливості (менші значення приймають для пластичних, а більші – для жорстких бетонних сумішей); $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$ – густина бетонної суміші для бетону на важких заповнювачах; F – площа проєкції лопатки на площину, перпендикулярну до напрямку руху, м^2 :

$$F = h(r_2 - r_1).$$

Тут h – робоча висота лопатки, м (табл. 3.1); r_1 і r_2 – радіуси обертання кінців лопатки (рис. 3.1) відносно осі обертання, м (визначаються за масштабом конструктивної схеми, так як в табл. 3.1 представлені тільки середні радіуси обертання лопаток): $\mathcal{G} = \omega_2 x$ – швидкість лопатки відносно бетонної суміші, м/с.

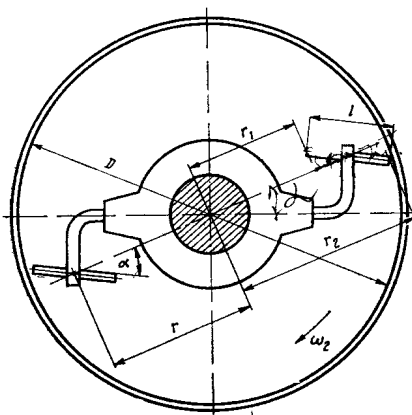


Рис. 3.1. Схема робочого органа роторного бетонозмішувача

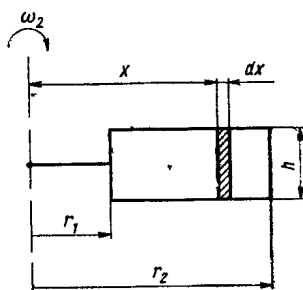


Рис. 3.2. Схема до розрахунку зусиль, що діють на лопаті змішувача

Оскільки колова швидкість лопатки \mathcal{G} – величина змінна, яка залежить від радіуса її обертання, то силу опору бетонній суміші знаходять за формулою

$$P = C\rho h\omega_2^2 \sum_{r_1}^{r_2} x^2 dx, \text{ Н (рис. 3.2),}$$

$$\text{або } P = \frac{1}{3} C\rho h\omega_2^2 (r_2^3 - r_1^3).$$

Якщо бетонозмішувач має декілька лопаток, що обертаються на різних відстанях від осі чаші по

концентричних колах, силу опору P визначають для кожної лопатки окремо.

Розраховуючи зусилля, що діють на лопатки роторних бетонозмішувачів із планетарним рухом лопаток (наприклад, у бетонозмішувачах типу С-951 і СБ-62), враховують складний характер руху робочого органа.

Сила опору руху лопатки в бетонній суміші

$$P = C\rho h\omega_1^2 l (R^2 + 2Rtr \cos \beta + t^2 r^2),$$

де ω_1 – кутова швидкість обертання траверси (води́ла), рад/с (табл. 3.1); ω_2 – кутова швидкість обертання лопаток навколо осі обертання лопатетримача, рад/с (табл. 3.1), R і r – радіуси обертання лопатетримачів (рис. 3.3) відповідно навколо осі чаші і лопаток навколо осі лопатетримача, м (табл. 4); l – довжина лопаток, м (табл. 4); $\cos \beta$ – функція, що залежить від положення лопаток у кожний момент часу. Максимальне зусилля на лопатку P_{max} буде якщо $\cos \beta = 1$, мінімальне $P_{min} = \cos \beta = -1$; i – передаточне число.

12. Потужність привода обертання лопаток роторного бетонозмішувача з концентричним рухом лопаток (див. рис. 3.1), Вт

$$N = M\omega_2 k,$$

де M момент опору обертанню лопатки, (рис. 3.2), Нм

$$M = C\rho h\omega_2^2 (r_2^4 - r_1^4)/4,$$

де k – число лопаток (табл. 3.1).

Тоді потужність електродвигуна, кВт,

$$N = \frac{C\rho h\omega^3 k(r_2^4 - r_1^4)}{4000\eta},$$

де $\eta = 0,8$ – ККД передачі привода.

Для визначення потужності привода обертання лопаток роторного бетонозмішувача з планетарним рухом лопаток, крім сил опору обертанню лопаток, враховується проковзування в бетонній суміші відносно дна чаші.

Потужність, необхідна для обертання k лопаток у бетонній суміші, Вт,

$$N_1 = M_{cp} \omega_2 k,$$

де $M_{cp} = r(P_{max} + P_{min})/2$.

Зусилля P_{max} і P_{min} визначають, як і при розрахунку роторних змішувачів, а значення r знаходять за масштабом (рис. 3.3).

Потужність на подолання сил тертя бетонної суміші по дну чаші (рис. 3.4), Вт

$$N_2 = M_{mp} \omega_1,$$

де $M_{mp} = 2\pi h\gamma f \int_{R_1}^{R_2} x^2 dx$ або

$$M_{mp} = \frac{2}{3} \pi h\gamma f (R_2^3 - R_1^3).$$

Тут R_1 і R_2 – радіуси кільцевого простору чаші, м (рис. 3.3, 3.4); $\gamma = 2400$ кН/м³ – питома вага бетонної суміші; $f = 0,8$ – коефіцієнт тертя бетону по сталі; h – товщина шару бетонної суміші, рівна робочій висоті лопаток (табл. 3.1).

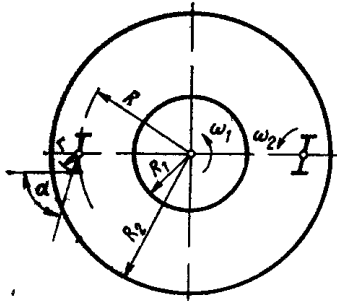


Рис. 3.3. Схема роботи роторного бетонозмішувача з планетарним рухом лопатей

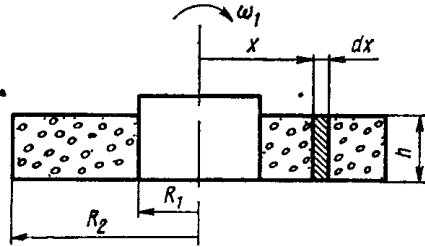


Рис. 3.4. Схема до розрахунку сили тертя суміші по дну змішувача

Сумарна потужність електродвигуна, кВт,

$$N = \frac{N_1 + N_2}{1000\eta}$$

де $\eta = 0,85 \dots 0,9$ – ККД передачі привода.

13. Параметри завантажувальних пристроїв. Конструктивні параметри завантажувальних пристроїв бетонозмішувачів визначаються виходячи з їх конструкції і компоновочних рішень бетонозмішувальних відділень. Як правило крупний і дрібний заповнювач завантажуються через прямокутний отвір в кришці змішувача. Цемент завантажується в бетонозмішувач через круглий отвір у вигляді патрубку, розміщеного також в кришці, або через отвір для заповнювачів. Вода подається по трубі (рис. 3.5.)

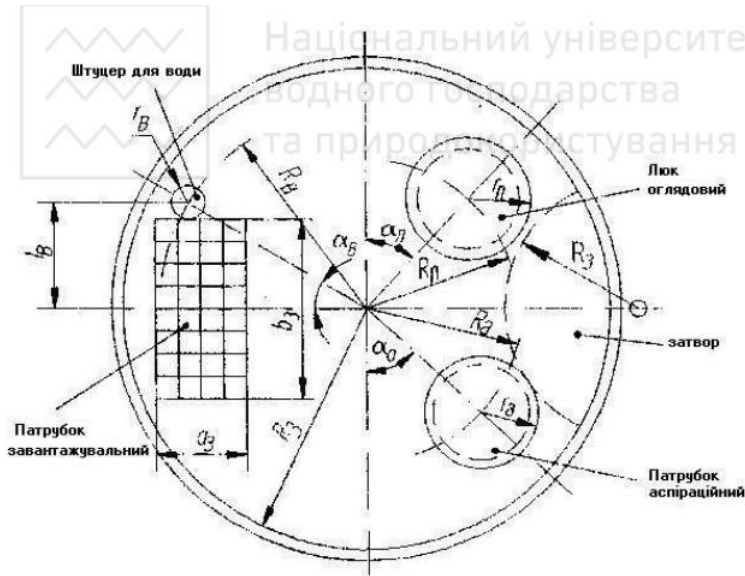


Рис. 3.5. Схема до розрахунку завантажувальних пристроїв змішувача

Конструктивні параметри завантажувальних отворів визначають за наступними формулами:

- для аспіраційного патрубку (цемент):

$$R_a = (0,75 \dots 0,80)R_c; r_a = (0,11 \dots 0,3)R_c; \alpha_a = 25^0 \dots 35^0;$$

- для подачі заповнювачів:

$$a_3 = (0,21 \dots 0,23)R_c; b_3 = (0,51 \dots 0,53)R_c;$$

- для подачі води:

$$l_g = (0,35 \dots 0,38)R_u; R_g = (0,85 \dots 0,9)R_u;$$

$$r_g = (0,035 \dots 0,040)R_u; \alpha_g = 30^0 \dots 40^0.$$

- для оглядового люка:

$$R_l = (0,77 \dots 0,83)R_u; r_l = (0,14 \dots 0,16) R_u; \alpha_l = 25^0 \dots 35^0.$$

14. Параметри розвантажувального затвора.

Радіус затвора (рис. 3.6)

$$R_3 = R_u \kappa_3,$$

де κ_3 – дослідний коефіцієнт (при розрахунку затвора $\kappa_3 = 0,4 \dots 0,6$)

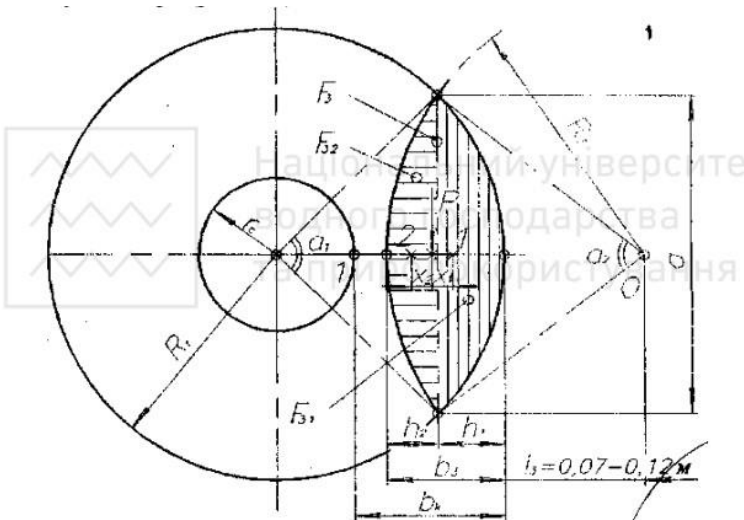


Рис. 3.6. Схема до розрахунку розвантажувального затвора

Ширина затвора, м

$$b_3 = R_3 - l_3 = R_3 - (0,07 \dots 0,12) \leq b_k,$$

де b_k – ширина кільцевої доріжки для суміші, м.

Сила тиску суміші на затвор, Н

$$G_{cm} = V_0 \rho g = F_3 h'_{cm} \rho g,$$

де V_0 – об'єм готової суміші біля затвора, м³; ρ – густина суміші, кг/м³; g – прискорення вільного падіння; F_3 – площа отвору в чаші під затвор, м² (включає площі сегментів в чаші під затвор з радіусом R_4 і R_3 і визначається розрахунком); h'_{cm} – висота суміші у чаші після змішування).

Ширина кільцевої доріжки для суміші, м,

$$b_k = R_4 - r_c$$

Площа сегмента радіусом R_4 , м²,

$$F_{31} \approx 2/3 h_1 + h_1^3 / 2a.$$

Площа сегмента радіусом R_3 , м²,

$$F_{32} \approx 2/3 h_2 + h_2^3 / 2a.$$

Тут a , h_1 , h_2 – приймаються при виконанні розрахункової схеми розвантажувального отвору в масштабі.

Площа затвора, м²,

$$F_3 = F_{31} + F_{32}.$$

Сила опору при відкриванні затвора, Н,

$$P_3 = G_{cm} f k_{зан},$$

де f – коефіцієнт тертя при переміщенні затвора, $f = 0,5 \dots 0,7$ – дослідний коефіцієнт запасу $\kappa_{зан} = 1,05 \dots 1,3$.

Центр тяжіння суміші (ЦТС = X_c) біля затвора

$$X_c = (F_{31}X_1 + F_{32}X_2)/(F_{31} + F_{32}),$$

де X_1, X_2 – відповідно центри тяжіння сегментів з площами F_{31}, F_{32} , м.

Відстань від центра повороту затвора до сили P_3 , м,

$$R_{p3} = l_3 + h_1 + (X_c - X_1).$$

Зусилля на штоці пневмо- або гідроциліндра $P_{шт}$ визначають із рівняння моментів сил відносно осі повороту O (рис. 3.7).

$$P_{ум}r_{он} = P_3r_{p3},$$

Звідки

$$P_{ум} = (P_3r_{p3})/r_{ум}.$$

де κ_4 – дослідний коефіцієнт, $\kappa_4 = 0,4 \dots 0,6$.

Діаметр пневмо- або гідроциліндра, м,

$$D_u = \sqrt{\frac{4P_{ум}}{\pi\rho}},$$

де ρ – тиск в пневмо- або гідроциліндрі, $\rho = 0,4 \dots 0,6$ МПа.

Далі за довідковою літературою вибираємо пневмо- або гідроциліндр і виписуємо його технічну характеристику.

Маса змішувача, т

$$G = V_3m_{num},$$

де m_{num} – питома маса змішувача, $m_{num} = 2,5 \dots 5,0$ т/м³.

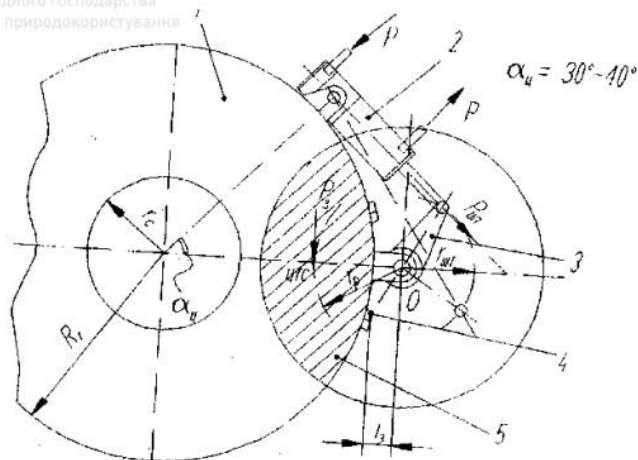


Рис. 3.7. Схема до розрахунку привода затвора:
1 – чаша; 2 – пневмо- або гідроциліндр; 3 – кривошип;
4 – кінцевий вимикач; 5 – затвор

Радіус кривошипа, м

$$r_{um} = \kappa_4 R_3,$$

Ціна змішувача, грн,

$$Ц = G C_{num},$$

де C_{num} – питома вартість 1 тонни маси змішувача, грн/т.

Контрольні запитання

1. З яких вузлів складається роторний бетонозмішувач?
2. Який принцип дії роторних бетонозмішувачів різних типів?
3. Як забезпечується привод обертання лопаток у роторному бетонозмішувачі з планетарним рухом лопаток?

4 Як забезпечуються завантаження і розвантаження бетонозмішувачів?

5. Як визначають продуктивність бетонозмішувачів циклічної дії?

6 Як визначають зусилля, що діють на лоптки бетонозмішувачів?

7. У чому полягають особливості розрахунку зусиль на лопатки роторних бетонозмішувачів із планетарним рухом лопаток? Як у цьому випадку розрахувати максимальні і мінімальні значення сили опору руху лопаток?

8. Як визначити потужність привода роторного бетонозмішувача?

9. Як обчислити загальну потужність електродвигуна бетонозмішувача з планетарним приводом?

10. Як визначаються основні конструктивно-технологічні параметри роторного бетонозмішувача?

4. РОЗРАХУНОК ДВОВАЛЬНИХ ЛОПАТЕВИХ ЗМІШУВАЧІВ НЕПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Завдання

1. Вивчити конструкцію, принцип дії, основи експлуатації і методи розрахунку двовальних лопатевих змішувачів.

2. Розрахувати продуктивність заданого бетонозмішувача.

3. Визначити зусилля, що діють на лопаті змішувача і лопатевий вал.

4. Визначити потужність електродвигуна привода.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчають галузь застосування двовальних лопатевих змішувачів неперервної дії, їхню будову і робочий процес, основи експлуатації і методи розрахунку.

2. Коротко описують конструкцію і принцип роботи заданого бетонозмішувача (табл. 4.1), викреслюють його конструктивну і кінематичну схеми.

Змішувачі неперервної дії з горизонтальними лопатевими валами широко використовують на бетонозмішувальних установках, що мають продуктивність до 30 м³/год. Найбільш поширеним (рис. 4.1) є змішувачі, що мають корпус 8 у вигляді лотка, в якому обертаються у різні сторони лопатеві вали 6 із закріпленими на них лопатями 7.

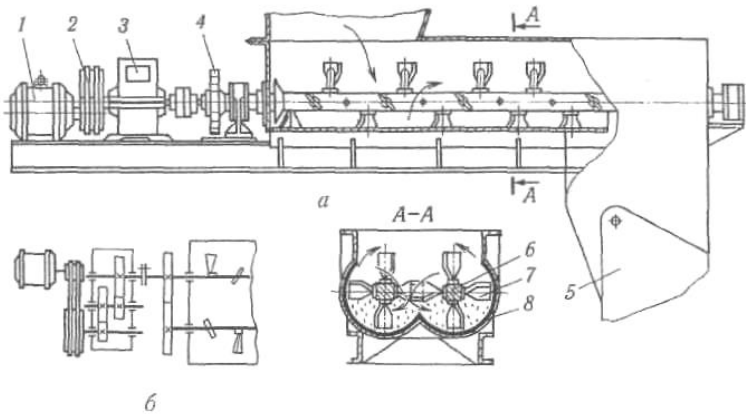


Рис.4.1. Двовальний змішувач неперервної дії:

а – загальний вигляд; б – кінематична схема привода валів

1 – електродвигун; 2 – пасова передача; 3 – редуктор;

4 – зубчаста передача; 5 – розвантажувальна заслінка;

6 – лопатевий вал ;7 – лопать; 8 – корпус

Таблиця 4.1

Вихідні дані до розрахунку двовальних лопатевих бетонозмішувачів

Варианти	Зовнішній радіус обертання лопатей R , мм	Внутрішній радіус обертання лопатей r , мм	Середній кут нахилу лопатей, α , град	Коефіцієнт довжини лопаті по обводу, ψ	Коефіцієнт заповнення, φ	Число лопатей для двох валів, i	Кутова швидкість обертання лопатєвого вала ω , рад/с	Ширина кронштейна b_k , мм	Зовнішній радіус обертання кронштейна R_1 , мм	Внутрішній радіус обертання кронштейна r_2 , мм	Місткість заваження, V_3 , м ³
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	150	70	45	0,08	0,5	28x2	6,8	35	70	40	3
2	152	72	43	0,07	0,47	28x2	6,8	35	72	42	3,5
3	154	74	41	0,066	0,45	28x2	6,9	36	74	44	4
4	156	76	40	0,063	0,42	28x2	6,9	36	76	46	4,2
5	158	78	39	0,06	0,4	30x2	7	37	78	48	4,5
6	160	80	38	0,057	0,36	30x2	7	37	80	50	5
7	162	82	37	0,055	0,33	32x2	7,1	38	82	52	5,1
8	164	84	36	0,05	0,3	32x2	7,2	39	84	54	5,2
9	167	80	45	0,08	0,5	23x2	7,3	40	80	45	5,3
10	169	82	44	0,076	0,47	23x2	7,3	41	82	47	5,5
11	171	84	43	0,074	0,44	23x2	7,4	42	84	49	6

продовження табл. 4.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
12	173	86	42	0,07	0,4	25x2	7,4	43	86	51	7
13	175	88	41	0,065	0,38	25x2	7,5	44	88	53	8
14	177	90	40	0,06	0,36	27x2	7,5	45	90	55	9
15	179	92	39	0,055	0,32	27x2	7,6	46	92	57	9,3
16	180	94	38	0,05	0,3	27x2	7,6	47	94	59	9,5
17	295	200	45	0,08	0,5	32x2	5,7	70	200	80	9,7
18	297	202	44	0,078	0,48	32x2	5,7	71	202	82	10
19	299	204	43	0,074	0,46	32x2	5,8	72	204	84	12
20	301	206	42	0,07	0,44	34x2	5,8	73	206	86	13
21	303	208	41	0,065	0,4	34x2	5,9	74	208	88	15
22	305	210	40	0,06	0,37	34x2	5,9	75	210	90	20
23	307	212	39	0,057	0,35	36x2	6	76	212	92	21
24	309	214	38	0,055	0,3	36x2	6	77	214	94	22
25	395	270	45	0,05	0,5	32x2	5	90	270	120	22,5
26	396	271	43	0,048	0,47	33x2	5,1	92	271	121	23
27	397	272	41	0,046	0,44	33x2	5,2	94	272	122	25
28	398	273	39	0,044	0,4	35x2	5,3	96	273	123	27
29	399	274	37	0,042	0,35	35x2	5,4	98	274	124	30
30	400	275	35	0,04	0,3	35x2	5,5	100	275	125	35

Лопаті вставновлені під кутом $40...45^\circ$ до осі вала, що дає змогу суміші переміщуватися у коловому і осьовому напрямках і переміщуватися до розвантажувальної заслінки 5. Кількість лопатей коливається в межах 30-60 штук, що визначається розмірами змішувача та його продуктивністю. Вали приводяться в обертальний рух двигуном 1 через пасову передачу 2, редуктор 3 та зубчасту передачу 4.

2. Визначають продуктивність бетонозмішувача виходячи з того, що лопатевий вал представляють як переривистий шнек; тоді продуктивність одного лопатевого вала дорівнює площі поперечного перерізу шару матеріалу, помноженій на швидкість потоку \mathcal{G} з врахуванням додаткових факторів.

Продуктивність двовального лопатевого змішувача, $\text{м}^3/\text{с}$

$$P_0 = 2\varphi k F \mathcal{G}_1,$$

де \mathcal{G} – коефіцієнт заповнення коритоподібного корпусу сумішшю (табл. 4.1); $k = 0,6...0,8$ – коефіцієнт повернення суміші, що враховує також перекриття простору лопатями двох валів.

Площа проєкції лопатей на радіальну площину, м^2

$$F = \pi(R^2 - r^2)\psi,$$

де ψ – коефіцієнт, що залежить від довжини дуги b (рис. 4.2) робочої поверхні лопаті по обводу (табл. 4.1); R і r – зовнішній і внутрішній радіуси обертання лопаті, м (табл. 4.1).

Швидкість руху матеріалу вздовж осі змішувача, $\text{м}/\text{с}$,

$$\mathcal{G}_1 = S\omega/(2\pi),$$

де $S = 2 \pi R_{cp} t g \alpha$ – крок гвинтової лінії лопаті, м; ω – кутова швидкість обертання лопатевого вала, рад/с (табл. 4.1). У свою чергу, $R_{cp} = (R+r)/2$; α – середній кут нахилу гвинтової лінії шнека відносно середнього радіуса R_{cp} , град (табл. 4.1).

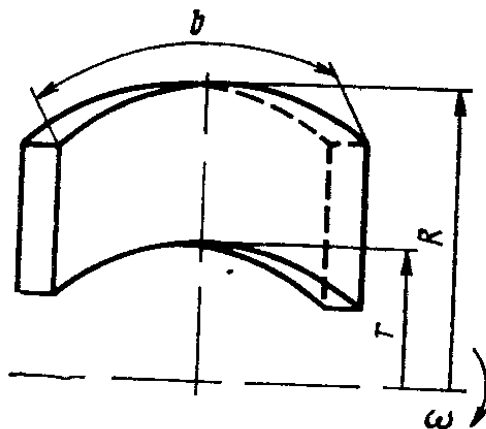


Рис 4.2. Схема до розрахунку продуктивності лопатевого змішувача

Тоді

$$G_1 = R_{cp} t g \alpha \omega, \text{ м/с}$$

Підставивши значення цих величин у формулу для визначення продуктивності двовального лопатевого змішувача отримаємо розрахункову формулу, м³/с:

$$P_0 = 2 \pi \omega t g \alpha R_{cp} (R^2 - r^2) \psi \varphi k.$$

3. Знаходять кутову швидкість обертання змішувального вала (якщо значення не задається в умові вправи). Кутову швидкість ω лопатевого вала знаходять з умов за яких суміш утримується на лопаті (рис 4.2),

$$F_B \leq F_T + G \sin \alpha,$$

де α – кут між лопаттю та горизонтальною площиною в момент виходу лопаті за поверхню розділу, град. $\alpha = 40 \dots 54^\circ$. Виразивши в цій умові відцентрову силу $F_e = G/g\omega^2 R$ та силу тертя $F_T = Gf \cos \alpha$ через силу ваги частинки, кутову швидкість і радіус матимемо:

$$G\omega^2 R/g \leq Gf \cos \alpha + G \sin \alpha,$$

де f – коефіцієнт тертя частинки по лопаті, $f = 0,3 \dots 0,6$.

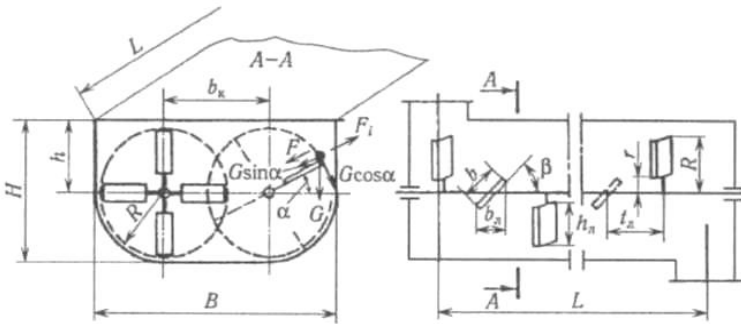


Рис.4.2. Схема до розрахунку конструктивних параметрів змішувачів неперервної дії

Звідси критична кутова швидкість вала, рад/с:

$$\omega_{кр} \leq \sqrt{\frac{(f \cos \alpha + \sin \alpha) g}{R}}.$$

З урахуванням раціональних значень кута $\alpha = 40 \dots 54^\circ$ та коефіцієнта тертя $f = 0 \dots 0,6$ частота обертання змішувальних валів, s^{-1}

$$n = \frac{0,4 \dots 0,5}{\sqrt{R}}.$$

5. Геометричні параметри (рис. 4.2) змішувачів на основі аналізу розмірів існуючих машин встановлюють із таких співвідношень:

$$\begin{aligned} b_k &= 1,5R; & B &= b_k + 2R = 3,5R; \\ H &= 1,35R; & H &= h + R = 2,35R; \\ L &= 4,25R; & b_l &= 0,42R; \\ H_l &= 0,5R; & t_l &= 0,75R. \end{aligned}$$

Використання двох наведених вище залежностей можливе у тому випадку, якщо задане значення радіуса R . Значення R можна визначити з формули продуктивності, де внутрішній радіус r з невеликим припущенням можна не враховувати.

Для попередніх розрахунків можна використати залежності запропоновані К.М. Корольовим для двовальних змішувачів $R = 0,55V_{2c}^{0,3}$ для одновальних $R = 0,71V_{2c}^{0,4}$, де V_{23} – об'єм готового замісу, ($V_{23} = V_{3\kappa_6}$, де V_3 – місткість за завантаженням, м³; κ_6 – коефіцієнт виходу суміші $\kappa_6 = 0,65 \dots 0,69$).

Радіус R можна встановити на основі оцінки розмірів і параметрів двовальних змішувачів для приготування будівельних сумішей. Так зокрема встановлено, що відношення довжини корпусу до його ширини залежить від кількості парних лопатей κ_l на кожному валу:

$$\frac{L}{B} = (0,12 \dots 0,14) \kappa_l$$

Звідси довжина корпусу

$$L = (0,12 \dots 0,14) B \kappa_l$$

де κ_l - кількість парних лопатей на валу.

Довжину корпусу можна визначити також за виразом

$$L = S(\kappa_l - 1) + 2S_1$$

де S – крок лопатей на валу; S_1 – відстань від кінцевої лопаті до торцевої стінки корпусу змішувача.

Місткість змішувача у вагових одиницях, кг:

$$G_M = SL\rho\kappa_3,$$

де S – площа перерізу матеріалу, m^2 (при куті похилу лопатей $\alpha = 40\dots45^\circ$ – $S = (2,854\dots2,933)R^2$); ρ – густина матеріалу, $кг/м^3$; κ_3 – коефіцієнт заповнення змішувача, $\kappa_3 = 0,55\dots0,60$.

Тоді масу матеріалу (кг) можна визначити за формулою

$$G_M = (1,21\dots1,41)\kappa_l\kappa_3R^3\rho.$$

Місткість змішувача в об'ємних одиницях, m^3 :

$$V = (1,21\dots1,41)\kappa_l\kappa_3R^3.$$

Із вищенаведеної формули при необхідності можна знайти радіус R .

6. Визначають зусилля, що діють на лопать.

Осьове зусилля на лопать, Н

$$P_l = q_1\pi(R^2 - r^2)\mu,$$

де q_1 – тиск бетонної суміші на лопать в осьовому напрямку, Па:

$$q_1 = C\rho\mathcal{G}_l^2.$$

Тут $C = 3\dots9$ – коефіцієнт опору. Значення коефіцієнта C залежать від складу і консистенції суміші і можуть змінюватися в широких межах (менші значення C приймають для пластичних сумішей), тому потужність електродвигуна лопатевого змішувача вибирають із запасом; $\rho = 2400$ $кг/м^3$ – щільність бетонної суміші;

\mathcal{G}_1 – швидкість поступального руху суміші в осьовому напрямку, м/с.

Осьове зусилля на одну лопать, Н,

$$P_1 = \pi C \rho \omega^2 \operatorname{tg} \alpha R_{cp}^2 (R^2 - r^2) \psi .$$

Для визначення осьового зусилля, що діє на лопатевий вал, силу P_1 множать на число лопатей одного вала (табл. 4.1) і коефіцієнт φ .

Колове зусилля на одну лопать, Н,

$$P_2 = q_2 S (R - r) \psi ,$$

де q_2 – тиск бетонної суміші на лопать по обводу обертання лопатей, Па:

$$q_2 = C \rho \mathcal{G}_2^2 ,$$

де $\mathcal{G}_2 = \omega R_{cp}$ – середня колова швидкість лопаті, м/с.

Колове зусилля на одну лопать, Н,

$$\begin{aligned} P_2 &= C \rho \omega^2 R_{cp}^2 \cdot 2\pi R_{cp} \operatorname{tg} \alpha (R - r) \psi = \\ &= 2\pi C \rho \omega^2 \operatorname{tg} \alpha R_{cp}^3 (R - r) \psi . \end{aligned}$$

7. Визначають потужність електродвигуна привода обертання лопатевих валів.

Потужність для подолання опору бетонної суміші в осьовому напрямку, Вт,

$$N_1 = \pi C \rho \omega^3 \operatorname{tg}^3 \alpha R_{cp}^3 (R^2 - r^2) i \psi \varphi ,$$

де i – загальне число лопатей (табл. 4.1).

Потужність для подолання сили тертя бетонної суміші по поверхні лопатей, Вт

$$N_2 = \frac{2}{3} \pi C \rho \omega^3 \operatorname{tg}^2 \alpha R_{cp}^2 (R^3 - r^3) i \psi \varphi f ,$$

де $f = 0,5 \dots 0,65$ - коефіцієнт тертя бетонної суміші по сталі.

Потужність для подолання опору бетонної суміші по поверхні корпуса, Вт

$$N_3 = \frac{2}{5} \pi C \rho \omega^3 \operatorname{tg} \alpha (R^5 - r^5) i \psi \varphi .$$

Потужність для подолання опору бетонної суміші обертанню кронштейнів, Вт

$$N_4 = \frac{1}{4} C \rho \omega^3 b_k (R_1^4 - r_2^4) i \varphi ,$$

де b_k – ширина кронштейна лопаті, мм (табл. 4.1); R_1 – зовнішній радіус обертання кронштейна лопаті, мм (табл. 4.1); r_2 – внутрішній радіус обертання кронштейна лопаті, мм (табл. 4.1).

Тоді сумарна розрахункова потужність електродвигуна, кВт,

$$N = \frac{\lambda(N_1 + N_2 + N_3 + N_4)}{1000\eta}$$

де $\lambda = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт запасу потужності, що враховує можливість заклинювання лопатевого вала; $\eta = 0,8 \dots 0,9$ – ККД передачі привода.

Контрольні запитання

1. Для яких технологічних процесів застосовуються двовальні лопатеві змішувачі неперервної дії?

2. З яких конструктивних елементів складається змішувач?

3. Як здійснюється привод обертання лопатевих валів змішувача?

4. Як забезпечується завантаження і розвантаження змішувача?

5. Як розраховують продуктивність змішувача?

6. Як визначають зусилля, що діють на лопатевий вал в осьовому напрямку?

7. Як визначають окружне зусилля, що діє на лопать?

8. Як розраховують потужність, необхідну для подолання опору суміші в осьовому напрямку?

9. Як обчислюють потужність для подолання сили тертя бетонної суміші по поверхні лопаті?

10. Як визначають загальну розрахункову потужність електродвигуна привода обертання лопатевих валів?

5. РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОМАЙДАНЧИКІВ

Завдання

1. Вивчити конструкцію і принцип дії вібромайданчиків.

2. За заданою вантажопідйомністю, масою віброуючих частин і амплітудою коливань вібромайданчика визначити геометричні розміри дисбалансів вібраторів, розрахувати геометричні розміри пружин вібромайданчика і знайти сумарну потужність, необхідну для ущільнення бетонної суміші і подолання тертя в підшипниках вібраторів.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчають класифікацію і призначення вібраційних машин, що застосовуються для ущільнення бетону, їх конструкцію, принцип дії, теорію роботи і методику розрахунку. Дають стислий опис заданого вібромайданчика, його принцип дії і кінематичної схеми (табл. 5.1).

2. Представляють розрахункову схему і дані для розрахунку, прийняті за заданим варіантом (рис. 5.1).

Визначають основні параметри вібраторів. Для цього розраховують основні розміри дисбалансів і пружин віброблоків, а також потужність електродвигуна привода вібромайданчика.

Таблиця 5.1

Вихідні дані до розрахунку вібромайданчика.

Варианти	Вантажопідйомність вібромайданчика, т	Маса віброуючих частин M , кг	Частота обертання приводного вала n , c^{-1}	Амплітуд коливань вібромайданчика A , мм	Кількість дисбалансів і пружин вібромайданчика e ,
1	2	3	4	5	6
1	1,8	720	45	0,6	8
2	2	600	45	0,6	8
3	2	800	46	0,4	4
4	2	350	46	0,7	4
5	4	1440	47	0,6	16
6	4,5	2800	47	0,5	16
7	5	3000	48	0,7	16
8	7	2200	48	0,4	24
9	8	2400	49	0,6	24
10	8	2700	49	0,5	32
11	8	2900	50	0,6	32
12	8	3150	50	0,4	12
13	9	3300	45	0,7	12
14	9,5	4000	45	0,6	16
15	10	4200	46	6,5	16
16	10	4400	46	0,4	16

продовження табл. 5.1

1	2	3	4	5	6
17	10	4610	47	0,5	16
18	10	4080	47	0,5	32
19	10	3000	48	0,6	16
20	12	4320	48	0,5	32
21	12	4100	49	0,6	32
22	14	4800	49	0,5	32
23	15	5000	50	0,6	32
24	15	3100	50	0,4	16
25	15	3200	45	0,5	16
26	15	6400	45	0,6	64
27	16	5760	46	0,6	64
28	24	8640	46	0,6	64
29	24	5400	47	0,4	64
30	24	5600	47	0,5	32

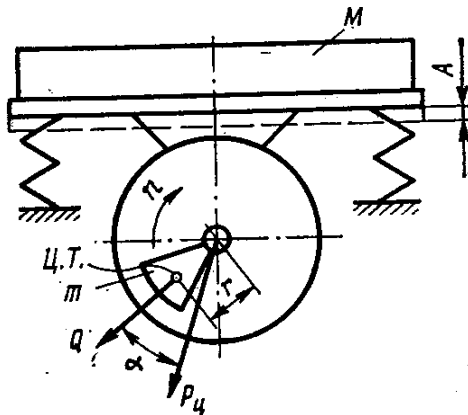


Рис. 5.1. Схема до розрахунку вібромайданчика
 (P_u – відцентрова реактивна сила корпусу
 віброзбуджувача, Q – змушуюча сила дисбалансів)

Спочатку знаходять статичний момент дисбалансів, кг м, із рівняння коливань системи, що враховує наявність пружних зв'язків і сил опорів, що виникають при роботі вібромайданчика:

$$mr = \frac{MA}{\lambda \cos \alpha},$$

де m – маса незрівноваженої частини дисбалансів, кг; r – відстань від осі обертання до центра тяжіння незрівноваженої частини дисбалансу, м (за умови ідентичності конфігурації і конструкції всіх дисбалансів); M – загальна маса вібруючих частин: рами вібромайданчика, форми або платформи-вагонетки з пристроями для кріплення арматури, закладних деталей і бетонної суміші; A – середня амплітуда коливань стола вібромайданчика, мм; λ – коефіцієнт підсилення амплітуди коливань; α – кут зсуву фаз між напрямком лінії дії змушуючої (відцентрової) сили Q дисбалансів і переміщенням вібромайданчика. Кут зсуву фаз α характеризує втрати потужності на ущільнення бетонної суміші, а також гідравлічні втрати, що виникають при швидкому переміщенні вібромайданчика в повітряному середовищі і внутрішнє тертя в пружинах підвіски і металоконструкції вібромайданчика (гістерезисні, теплові втрати в металі). Для вібромайданчика із вертикально-направленими коливаннями приймають $\alpha = 15...20^\circ$, а для вібромайданчика із коловими коливаннями $\alpha = 20...30^\circ$.

Коефіцієнт підсилення амплітуди коливань характеризує розмір пружних зв'язків системи (жорсткість пружин підвіски вібромайданчика) і залежить від співвідношення частот вимушених і власних коливань системи:

$$\lambda = \frac{i^2}{1 - i^2},$$

де $i = f/f_0$; f – частота вимушених коливань вібромайданчика, с^{-1} , її приймають рівній частоті обертання n вала електродвигуна привода (табл. 5.1); $f_0 = \sqrt{C/M}$ – частота власних коливань системи, с^{-1} ; де C – жорсткість пружин вібромайданчика. Для забезпечення стійкого зарезонансного режиму коливань вібромайданчика приймають $i = 7 \dots 20$.

Задаючись значеннями величин A , α і M (табл. 5.1) і приймаючи для зарезонансного режиму $\lambda = 1$, знаходять значення статичного моменту дисбалансів $m'r$.

Потім визначають геометричні розміри дисбалансів.

Статичний момент одного дисбаланса, $\text{кг} \cdot \text{м}$

$$m'r = \frac{mr}{e},$$

де m' – маса одного дисбаланса, кг ; e – число дисбалансів (табл. 5.1).

Задаючись конструктивними розмірами дисбаланса, визначають відстань від осі обертання до центра тяжіння дисбаланса r , його масу m' і товщину l_d (рис. 5.2).

Для заданої плоскої фігури дисбаланса відстань від осі обертання до центра тяжіння r може бути знайдена графічно або аналітично. Вважають, що поперечний переріз дисбаланса відносно осі обертання постійний.

Для дисбаланса, що має вигляд частини круглого кільця (рис. 5.2, а),

$$r = \frac{38,2(R_d^3 - r_d^3) \sin \frac{\beta}{2}}{(R_d^2 - r_d^2) \frac{\beta^\circ}{2}},$$

де кут β вимірюється в градусах.

Якщо дисбаланс має циліндричну форму із зміщеною віссю обертання, тобто виконаний у вигляді ексцентрика (рис. 5.2, б), то

$$r = \frac{R_d^2}{R_d + r_d}.$$

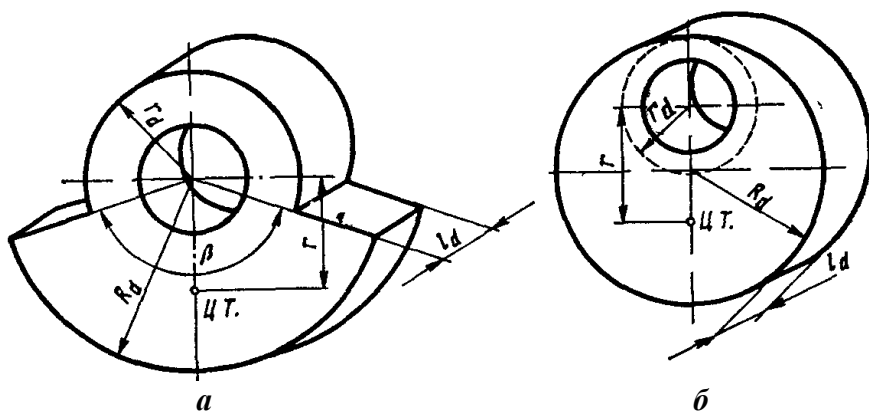


Рис. 5.2. Схеми до розрахунку розмірів дисбалансів:
а – у формі сектора, б – у формі ексцентрика.

Для визначення центра тяжіння дибаланса іншої форми викреслюють у масштабі і вирізують із щільного паперу плоску фігуру дисбаланса. Шаблон підвішують на голці в яких-небудь крайніх точках, розташованих під кутом біля 90° . Перетин ліній відвісу, опущених із цих

точок, дасть положення центру тяжіння. Відстань r знаходять за масштабом. Діаметр вала $d = r_d$.

Знаючи значення статичного моменту дисбаланса і відстань r , знаходять масу дисбаланса m' і його товщину, м:

$$l_d = \frac{m'}{S_d \rho},$$

де S_d – площа плоскої фігури дисбаланса, м²; ρ - густина матеріалу дисбаланса (для сталі $\rho = 7800$ кг/м³).

Розміри дисбаланса рекомендується приймати в таких межах: $R_d = 0,12 \dots 0,16$ м; $r_d = 0,06 \dots 0,12$ м, $\beta = 90 \dots 180^\circ$.

Потім визначають конструктивні розміри опорних пружин вібромайданчика. Частота власних коливань одномасової системи $f_0 = \sqrt{C/M}$, звідки жорсткість пружин підвіски вібромайданчика $C = Mf_0^2$, Н/м. Оскільки $f_0 = f/i$, $f = n$, то

$$C = \frac{Mn^2}{i^2}.$$

Жорсткість однієї пружини $C' = C/e'$, де e' - число пружин (табл. 5.1).

Задаючись геометричними розмірами пружини, знаходять число її робочих витків Z , що відповідають даній жорсткості:

$$Z = \frac{G_{cm} d^4}{8D^3 C'} \approx 12 \dots 18,$$

де $C_{cm} = 8,5 \cdot 10^4$ – модуль зсуву сталі, Па; d – діаметр дроту пружини, м; $D = 0,15 \dots 0,3$ м – діаметр пружини (повинна дотримуватися умова $D/d > 4$).

Потужність, необхідна для ущільнення бетонної суміші, Вт,

$$N_1 = \frac{m^2 r^2 \omega^3 \sin 2\alpha}{2M},$$

де $\omega = 2\pi n$ – кутова швидкість приводного вала (електродвигуна) вібромайданчика.

Потужність, необхідна для подолання тертя в підшипниках кочення вала дисбалансів (рис. 5.3), Вт

$$N_2 = \frac{F_{\text{тр}} d \omega}{2},$$

де $d = 0,06 \dots 0,1$ м – діаметр бігової доріжки внутрішнього кільця підшипника кочення; $F_{\text{тр}}$ – сила тертя в підшипниках (рис. 6.3); $\mu = 0,005$ – приведений коефіцієнт тертя кочення; $Q = mr\omega^2$ – змушуюча сила.

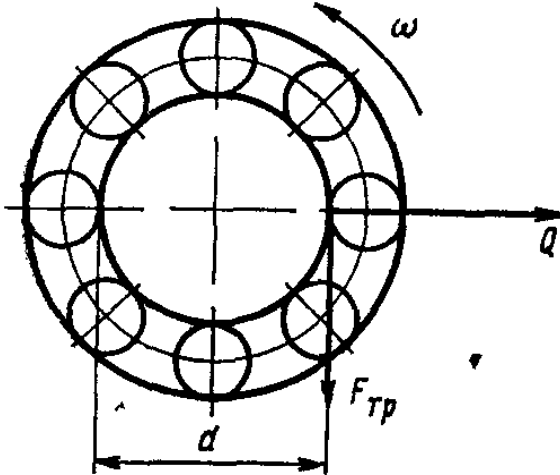


Рис. 5.3. Схема до розрахунку потужності вібромайданчика.

Потужність на подолання тертя в підшипниках кочення, Вт

$$N_2 = \mu m r \omega^3 d/2.$$

Сумарна розрахункова потужність електродвигуна, кВт

$$N = \frac{N_1 + N_2}{1000\eta},$$

де $\eta = 0,9 \dots 0,95$ – ККД привода.

Контрольні запитання

1. Як класифікуються вібромайданчики?
2. З яких головних вузлів складається вібромайданчик?
3. Як забезпечуються спрямовані вертикальні або горизонтальні коливання вібромайданчика?
4. Покажіть, що для будь-якого положення дисбалансів вібромайданчика з вертикальноспрямованих коливань горизонтальні складові відцентрових сил дисбалансів взаємно компенсуються.
5. Для чого служать синхронізатори вібромайданчика і яка їх будова?
6. Напишіть рівняння амплітуди коливань системи і пояснить фізичний зміст кожного розміру, що входить у рівняння.
7. Чому для більшості вібромайданчиків приймається дорезонансний режим коливань?
8. Як визначають геометричні розміри пружин і дисбалансів вібромайданчика?
9. Які способи існують для визначення центра ваги незрівноваженої частини дисбалансу?
10. Як визначають сили опору і потужність двигунів вібромайданчика?

6. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ БІГУНІВ

Завдання

1. Вивчити конструкцію і принцип дії бігунів.
2. Вивчити методику визначення і практично визначити основні параметри бігунів.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити конструкцію і принцип дії бігунів.
2. Визначити продуктивність та необхідну потужність бігунів.
3. Побудувати графік залежність продуктивності бігунів від частоти обертання вертикального вала $Q=f(n)$.

Конструкція і принцип дії бігунів

У промисловості будівельних матеріалів бігуни застосовують для дрібного подрібнення таких матеріалів, як волога і суха глина, кварц, шамот, азбест і т.п. (кінцевий розмір зерен $(3...8)10^{-3}$ м). Бігуни складаються звичайно з двох котків, що спираються на чашу. У бігунів з обертовою чашею котки обертаються навколо своєї горизонтальної осі. Якщо чаша нерухома, то котки обкатуються по днищу, обертаючись навколо вертикального вала і горизонтальної осі.

Всі існуючі типи бігунів можуть бути класифіковані наступним чином.

За конструктивним виконанням розрізняють бігуни: з нерухомою й обертовою чашею; з верхнім і нижнім приводом.

У залежності від матеріалу, з якого виготовлені котки, бігуни розрізняють з металевими чи кам'яними котками.

За технологічним призначенням розрізняють бігуни

для мокрого, сухого або напівсухого подрібнення і змішувальні бігуни. Вологість при цьому, відповідно для мокрого подрібнення перевищує 15...16%, а для сухого – не більше 10...11%.

За способом дії бігуни підрозділяють на машини неперервної і періодичної дії.

Бігуни мокрого подрібнення (рис. 6.1, а) з нерухомою чашею складаються з двох масивних котків 3 і 4, що встановлені на різній відстані від вертикального вала 1, щоб перекрити найбільшу площу днища чаші. Котки бігунів підвішені на кривошипях 2 і можуть підніматися при збільшенні шару маси або при влученні матеріалу, що не дробиться. Дно чаші 5 облицьовується плитами з отворами для того, щоб отвори не забивалися, їх роблять конічними з розширенням до низу.

Отвори найчастіше виготовляють овальними з розмірами (6...30 або 12...40) 10^{-3} м. Привод котків здійснюється від електродвигуна через редуктор і конічну зубчасту передачу 8.

Бігуни з обертовою чашею звичайно застосовують для подрібнення сухих і напівсухих матеріалів. Вони складаються з двох котків 3,4 (див. рис. 1.1, б), закріплених на горизонтальній осі 2, яка при влученні матеріалу, що не дробиться, чи збільшення шару має можливість підніматися по направляючих 7.

На дні чаші 5, по периферії укладається кільцеве сито 8. Розмір отворів сита в залежності від ступеня подрібнювання коливається в межах (2...8) 10^{-3} м. Привод вертикального вала 1, із закріпленої на ньому рухомою чашею 5, здійснюється від двигуна і редуктора через конічну зубчасту пару 6.

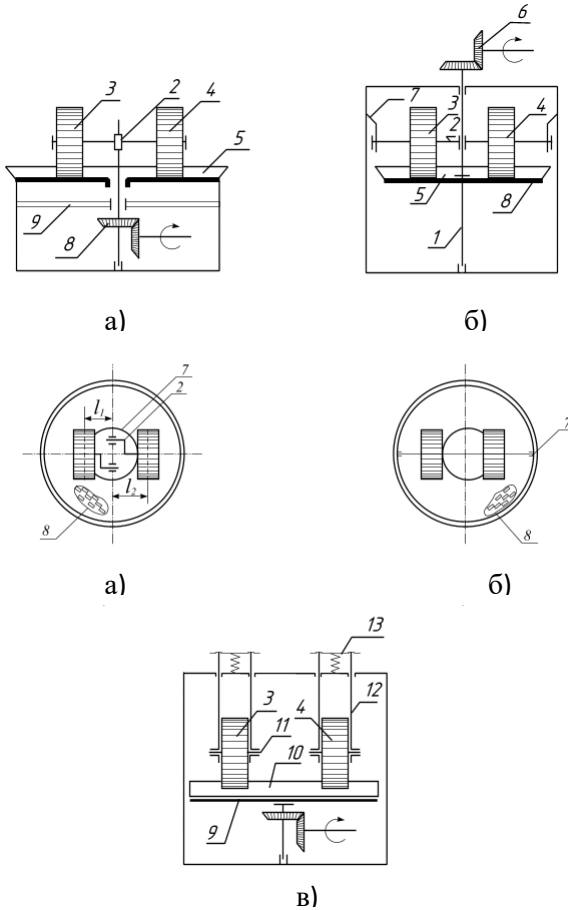


Рис. 6.1. Кінематичні схеми бігунів:

- а) з нерухомою чашею; б) з обертовою чашею;
- в) з обертовою чашею і підвішеними котками

Бігуни як сухого, так і мокрого подрібнення обладнані скребковими пристроями, що рівномірно подають матеріал під котки, очищують котки і чашу від налипання матеріалу і направляють подрібнений продукт (у бігунах сухого подрібнення) на сита.

Частота обертання котків при мокрому подрібненні обмежується відцентровими силами, що діють на котки, а при сухому подрібненні збільшення частоти обертання веде до того, що матеріал буде відкидатися до стінок чаші. Тому конструкції бігунів (рис. 1.1, а, б) не дозволяють збільшувати частоту обертання, що в свою чергу не дозволяє збільшувати продуктивність бігунів.

Цих недоліків позбавлена конструкція бігунів, представлена на рис. 1.1, в).

Чаша 9 бігунів має вид плоскої плити. Між чашею 9 і бортом 10 є зазор, величина якого регулюється. Подрібнений продукт, що має розмір менший ніж вказаний зазор під дією відцентрових сил викидається за межі чаші і збирається в приймальному бункері. Великі частки направляються скребками на повторне подрібнення. Котки 3 і 4 через осі 11 підвішені за допомогою тяг 12 і пружин 13 до рами. Котки підвішують так, щоб між ними і дном чаші утворився зазор 8...10 мм, з тим розрахунком, щоб при заповненні чаші матеріалом котки піднімалися, звільняючи пружини від навантаження.

Бігуни такої конструкції крім їхньої високої продуктивності відрізняє мала енергоємність процесу подрібнення.

Конструкція основних деталей бігунів. Котки бігунів складаються з маточини і бандажа. У процесі роботи бандаж зношується, тому в конструкції котка повинна бути передбачена можливість швидкої заміни бандажа. Маточину котка і бандаж відливають з чавуну, при цьому для зменшення зносу робочої поверхні бандажа її наплавляють твердими сплавами.

Ширина котка b знаходиться в наступному співвідношенні з діаметром котка D_k і діаметром чаші $D_ч$ (для бігунів мокрого подрібнення):

$$D_{\kappa} = (3,25...3,5) \cdot b; \quad D_{\iota} = 5 \cdot b.$$

Діаметр чаші приймають по днищу.

Таблиця 6.1

Технічна характеристика бігунів

Показники	Тип, модель	
	СМ-365*	СМ-401М**
Продуктивність, т/год.	43	1
Розміри котка, мм:		
діаметр	1800	1100
ширина	800	300
Частота обертання вертикального вала, об/хв.	22,7	22,7
Маса котка, т	5,3	0,9
Сила тиску котка при роботі, кН	90	9...17,5
Встановлена потужність, кВт	75	17
Розміри овальних отворів, мм	16x50	
Габаритні розміри, мм		
довжина	6750	3580
ширина	3370	2753
висота	4250	2315
Маса, т	32,7	9,1
* для мокрого помелу; ** для сухого помелу		

Бігуни для сухого помелу СМ-401М призначені для безперервного помелу і просіву кускового матеріалу (доломіту, бариту і інших опіснювальних добавок) з граничною вологістю 8% і максимальною крупністю

кусків 25 мм.

Методика розрахунку основних параметрів бігунів

Необхідною умовою нормальної роботи бігунів є виконання співвідношення між діаметром d шматка матеріалу, що надходить, і діаметром D_{κ} котка бігунів:

$$D_{\kappa} = (4,6 \dots 14) \cdot d, \text{ м}$$

$$\omega \leq \sqrt{fg / R_n}, \text{ с}^{-1};$$

$$n \leq 0,5 \sqrt{f / R_n}, \text{ об/хв.},$$

де ω – кутова швидкість, с^{-1} ; n – частота обертання, с^{-1} ; $f = 0,3 \dots 0,5$ – коефіцієнт тертя матеріалу об чашу; g – прискорення сили тяжіння, м/с^2 ; R_n – зовнішній радіус кочення котків, м.

Продуктивність бігунів мокрого подрібнення визначається з наступної залежності:

$$Q = 3600 \cdot n \cdot l \cdot m \cdot (a + b), \text{ м}^3/\text{год.},$$

де m – площа одного отвору в плиті, м^2 ; l – довжина глиняного прутка, що продавлюється крізь отвір у плиті при одному проході котка, м (для глин з вологістю 20...22% величину l варто приймати рівною $(20 \dots 25)10^{-3}$ м; a – число отворів, що перекриваються зовнішнім котком за один оберт вертикального вала; b – число отворів, що перекриваються внутрішнім котком за один оберт вертикального вала; n – частота обертання вертикального вала, с^{-1} .

Потужність двигуна приводу бігунів може бути визначена за формулою:

$$N_{\partial} = K_{\partial} \cdot (N_1 + N_2 + N_3 / \eta), \text{ Вт},$$

де $K_{\partial} = 1,3$ – коефіцієнт динамічності; N_1 – потужність, що витрачається на перекочування котків по матеріалу, що подрібнюється, Вт; N_2 – потужність, що витрачається на подолання сил тертя ковзання котків по матеріалу, Вт; N_3 – потужність, що витрачається на подолання сил тертя скребків об чашу і матеріал, Вт; $\eta = 0,7...0,8$ – ККД привода бігунів.

$$N_1 = G \cdot \mu \cdot Z \cdot 2\pi \cdot R \cdot n, \text{ Вт},$$

де G – сила натискання котків на дно чаші, Н; $\mu = 0,05...0,1$ – коефіцієнт тяги; Z – число котків; R – середній радіус кочення, м; n – частота обертання чаші або вертикального вала, с^{-1}

$$N_2 = 1,57 \cdot G \cdot f \cdot b \cdot n \cdot Z, \text{ Вт},$$

де $f = 0,3...0,45$ – коефіцієнт тертя; b – ширина котка, м.

$$N_3 = P_1 \cdot i \cdot 2\pi \cdot R \cdot n \cdot f_1, \text{ Вт},$$

де P_1 – сила натискання скребків на чашу, $P_1=1000$ Н; i – кількість скребків; $f_1=0,2$ – коефіцієнт тертя скребків об чашу.

7. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВАЛЬЦІВ ДЛЯ ВИЛУЧЕННЯ КАМІННЯ

Завдання

1. Вивчити конструкцію і принцип дії вальців для вилучення каміння.

2. Вивчити методику визначення і практично

визначити основні параметри вальців для вилучення каміння.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити конструкцію і принцип дії вальців для вилучення каміння.

2. Визначити продуктивність та потужність двигуна вальців для вилучення каміння.

Призначення і принцип дії вальців

Вальці відносяться до типу валкових дробарок і призначені для грубого помелу керамічних мас і вилучення з них кам'янистих включень та інших предметів, що не дробляться, розмірами 30...180 мм. Вони застосовуються на заводах, що виготовляють цеглу, черепицю й інші вироби будівельної кераміки з вихідними показниками глиняної сировини: вологістю 15...25%, температурою не меншою +3⁰С, вмістом каменів не більше 3%.

Вальці для вилучення каміння встановлюються в лініях після устаткування, що забезпечує вихід часток глини розміром 20...70 мм.

Для видалення із глини кам'яних включень з одночасним її подрібненням застосовують вальці з одним гладким і іншим або ребристим, або гвинтовим валками СМ-416А, СМ-160А, СМК-194, СМ-1198Б, СМК-342-01, СМК-342-02 і інші.

Вальці (рис. 7.1) складаються зі станини, гладкого і гвинтового валків, рами, натяжного пристрою і привода.

Основним робочим органом вальців є валки, що обертаються назустріч один одному з різними швидкостями. Кожний валок складається з бандажа, встановленого на два диски-маточини. Обидва валки монтується в станині, що представляє собою дві вертикальні чавунні стійки, з'єднані між собою чотирма

штангами. З внутрішньої сторони лівої стійки розташований лоток для підбору вилучених вальцями каменів. Лоток по діагоналі прикріплений до верхньої і нижньої штанг.

Для запобігання просипання глини з внутрішньої сторони кожної стійки передбачені щитки. Зверху на станині змонтована приймальна лійка, над якою встановлений розподільувач потоку глини. З боку виділення каменів у лійці підвішені дверцята, що, пропускаючи камені, перешкоджають просипанню в лоток глини.

Для запобігання аварії (у випадку влучення в них каменів великих розмірів) передбачені запобіжні містки, що встановлені в обох стійках з боку гвинтового валка.

Привод валків (рис. 7.1) здійснюється клинопасовою передачею від електродвигуна. Масу, що надходить у приймальну лійку, зтягують валки, дроблять і розтирають внаслідок різних колових швидкостей валків. Камені, вдаряючись об тихохідний валок, відскакують від нього і попадають у лоток, що їх відводить.

Для забезпечення безпечної роботи обертові частини вальців обгороджують, електродвигун заземлюють.

Методика розрахунку основних параметрів

1. Кут захвату:

$$\alpha = 2 \cdot \arctg f \quad \text{або} \quad \alpha = 2\varphi,$$

де α – кут захвату, град; $f = 0,45$ – коефіцієнт тертя матеріалу об валок; для глинистих порід природної вологості; φ – кут тертя матеріалу.

Для надійного захвату шматків матеріалу вальцями для вилучення каміння використовують практичний кут захвату $\alpha_{пр}$, рівний $48^{\circ}40'$.

Таблиця 7.1

*Технічні характеристики вальців для вилучення
каміння*

Показники	Тип, модель			
	СМ-1198А	СМК-342	СМК-342-02	СМК-194*
Продуктивність, м ³ /год.	30	25	35	35
Розміри валків, мм				
діаметр (гладкого/ребри стого)	1000/600	1000/560	1000/560	750
довжина	700	800	800	800
Частота обертання валків, с ⁻¹				
гладкого	0,9	1,6	1,6	1,0
ребристого	7,3	9,07	9,07	3,17
Зазор між валками, мм				
по виступах	2	2...4	2...4	2...4
по впадинах	10	27...29	27...29	-
Найбільший розмір каміння, що видаляється, мм	60	100	60	100
Потужність електродвигуна, кВт	43	75	55	55
Габаритні розміри, мм				
довжина	3185	5060	5060	2900
ширина	2805	2906	2906	3000
висота	1325	3240	3240	150
Маса (без електродвигуна, очисного пристрою і комплектуючих, т	5	11,1	11,1	7,1
*З гвинтовим і гладкими валками				

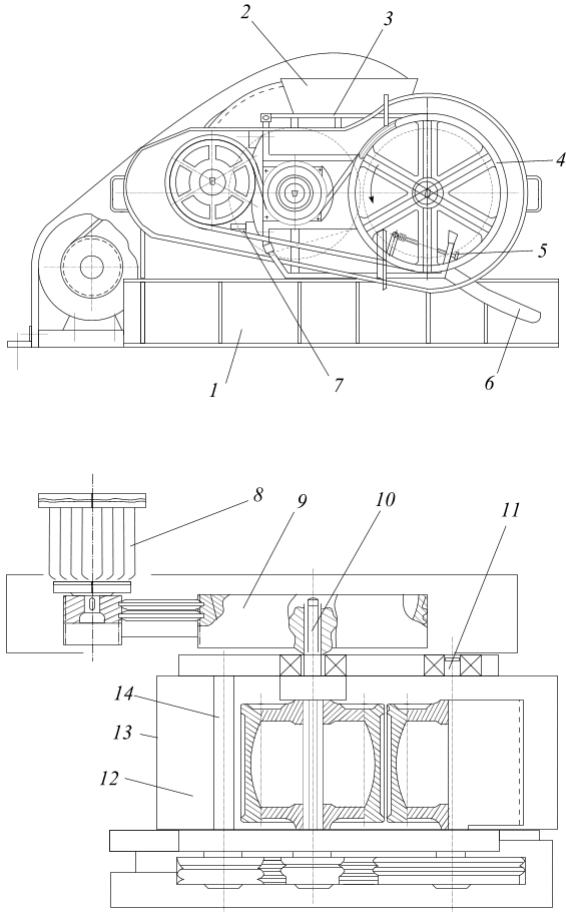


Рис. 7.1. Загальний вигляд вальців з гвинтовим валком:
 1 – рама; 2 – прийомна лійка; 3 – станина;
 4 – огороження гвинтового валка; 5 – тяга; 6 – лоток для відводу каміння; 7 – штанга; 8 – привод; 9 – огороження;
 10 – вал гладкого валка; 11 – вал ребристого валка;
 12 – боковина; 13 – огороження гладкого валка

2. Співвідношення діаметрів валків і шматків, що подрібнюються, визначають за формулою:

$$D/d = (\cos(\alpha_{np}/2) + 1/i) / (1 - \cos(\alpha_{np}/2)),$$

де D – діаметр валка, м; d – діаметр частинок, що виходять після подрібнення, м; i – ступінь подрібнення.

3. Продуктивність вальців, (м³/год)

$$П = 3600 \cdot l \cdot d_1 \cdot V \cdot k,$$

де l – довжина валків, м; d_1 – ширина зазору між валками, м; V – швидкість руху стрічки матеріалу, м/с; k – коефіцієнт, що враховує розпушеність матеріалу, ступінь використання довжини валків і нерівномірність подачі матеріалу. Для глини $k = 0,4 \dots 0,6$.

$$V = \pi \cdot D \cdot n,$$

де n – середня частота обертання валків, с⁻¹.

$$n = (n_1 + n_2) / 2,$$

де n_1, n_2 – частота обертання гладкого і гвинтового валка.

4. Потужність двигуна валків для вилучення каміння визначають за емпіричною формулою В.П. Ромадина:

$$N = 0,1 \cdot i \cdot П,$$

де N – потужність двигуна, кВт; i – ступінь подрібнення; $П$ – продуктивність вальців, т/год.

8. ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ДІРЧАСТИХ ВАЛЬЦІВ

Завдання

1. Вивчити конструкцію і принцип дії дірчастих вальців та методикау визначення їх основних параметрів.

Послідовність виконання роботи

1. Вивчити конструкцію і принцип дії дірчастих вальців.

2. Визначити продуктивність, тиск формування гранул та потужність двигуна дірчастих вальців.

Будова і принцип дії дірчастих вальців

Дірчасті вальці використовуються у виробництві керамзитового гравію, для вторинного подрібнення вологої глини і формування з неї сировинних гранул. Дірчасті вальці в порівнянні з пресовим устаткуванням (напівсухий спосіб пресування) характеризуються меншою питомою витратою енергії, значно більшою продуктивністю, віднесеною до маси устаткування.

На рис. 8.1 представлена кінематична схема дірчастих вальців, яка складається з електродвигуна 1, клинопасової 2 і зубчастої 3 передачі, редуктора 4, карданних валів 5, приймального бункера 6 і вальців 7. Попередньо подрібнена на валковій дробарці для вилучення каміння глина надходить через приймальний бункер 6 на дірчасті вальці 7, де глиняна маса продавлюється через отвори всередину вальців. Для видалення сформованих гранул з вальців внутрішня частина вальців виконана у вигляді усічених конусів, що розширюються до відкритих торцевих поверхонь. Використання карданної передачі 5 дозволяє змінювати відстань між вальцями у випадку зносу їхньої робочої

поверхні або потрапляння в зону формування неподрібнюваних матеріалів. Одна з пар підшипників вальців має амортизаційні вузли, що запобігають ушкодженню механізму.

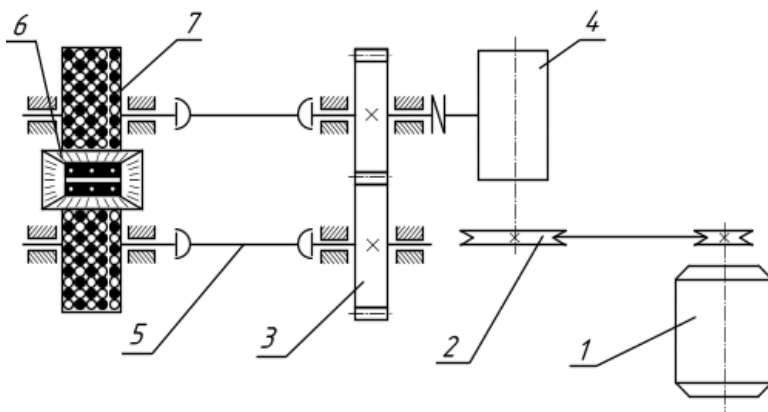


Рис. 8.1. Кінематична схема дірчастих вальців

Методика розрахунку основних параметрів дірчастих вальців

1. Визначення коефіцієнта використання поверхні вальців і їхнього кута захвату.

Вибір форми сировинних гранул (циліндричної, призматичної і т.д.) обумовлений не тільки технологічними факторами (чим ближче коефіцієнт форми гранул до одиниці, тим в більший мірі глина спучується при обпалюванні), але і необхідністю максимального використання циліндричної поверхні вальців, що визначає найбільшу їхню продуктивність і найменшу витрату потужності при формуванні. Найбільший живий перетин поверхні вальців досягається при шаховому розташуванні отворів. Проекції розгорнутих поверхонь на одну площину

(у випадку використання циліндричних отворів) дають сітку кіл, дотичних одне до одного. Елементарна комірка даної сітки складається з чотирьох кіл з центрами у вершинах квадрата, сторона якого дорівнює діаметрові кола d (рис. 8.2).

У елементарній комірці два кола (заштриховані) знаходяться на поверхні одного вальця, два інших на поверхні іншого вальця.

Коефіцієнт використання поверхні вальців визначається за формулою:

$$K_{\text{вик}} = S_{\text{отв}} / S_{\text{яч}} = \pi d^2 / 4d^2 = 0,785,$$

де $S_{\text{отв}}$ – площа отворів в елементарній комірці, м^2 ;
 $S_{\text{яч}}$ – площа елементарної комірки, м^2 .

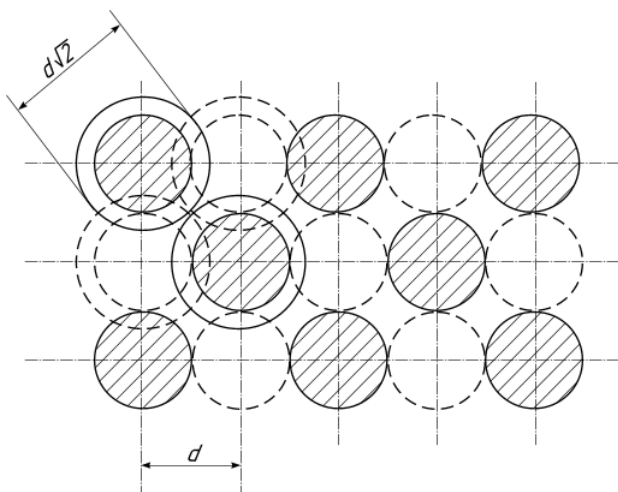


Рис. 8.2. Проекції отворів на поверхні вальців

Коефіцієнт використання поверхні одного вальця

$$K'_{\text{вик}} = K_{\text{вик}} / 2 = 0,392.$$

Таблиця 8.1

Технічні характеристики дірчастих вальців

Показники	Тип, модель		
	СМ-369А	СМ-927	СМК-371
Продуктивність, т/год.	65	75	100
Розміри валків, мм			
діаметр	1000	1012	2000
довжина	640	640	1000
Частота обертання валків, хв. ⁻¹	21 (30)*	25 (30)*	16,5
Потужність електродвигуна, кВт	40	40	121,1
Габаритні розміри, мм			
довжина	2600	3305	7420
ширина	3500	3360	3420
висота	1200	1318	3380
Маса, т	6,23	6,3	35
* вальці мають різну частоту обертання			

Більш щільне упакування отворів можливе в елементарній комірці рівностороннього трикутника зі стороною $2d$, у вершинах якого розташовані отвори діаметром d . Однак розподілити таку сітку на двох поверхнях вальців без торкання отворів практично неможливо. Зменшення неробочої поверхні вальців, що покращує процес формування гранул, може бути досягнуте при зовнішній і внутрішній поверхні вальців $d\sqrt{2}$ і d (рис. 8.2).

Необхідною умовою нормальної роботи дірчастих

вальців є забезпечення втягування матеріалу, що формується в міжвалковий простір, яка досягається, коли сума сил, що виштовхують матеріал, не перевищує суму сил, що втягують матеріал (рис. 8.3.), тобто коли кут захвату не перевищує подвійного кута тертя $\alpha \leq 2\varphi$. При цьому вважається, що

$$\operatorname{tg} \varphi = (f_1 + f) / 2,$$

де $f_1 = 0,7$ – коефіцієнт тертя глини об глину; $f = 0,3$ – коефіцієнт тертя глини об метал.

2. Визначення продуктивності дірчастих вальців.

Продуктивність дірчастих вальців може бути визначена за формулою:

$$Q = m \cdot Z \cdot n, \text{ кг/с,}$$

де m – маса однієї гранули, кг; Z – кількість отворів на поверхні вальців; n – частота обертання вальців, с^{-1} .

Маса однієї гранули:

$$m = (\pi \cdot d^2 / 4) l \cdot \gamma, \text{ кг,}$$

де d – діаметр джгута (гранули), дорівнює діаметру отворів на поверхні вальців, м (у випадку використання конусних отворів діаметр джгута дорівнює діаметру отвору на внутрішній поверхні вальців); l – довжина джгута, м ; γ – об'ємна маса матеріалу, кг/м^3 .

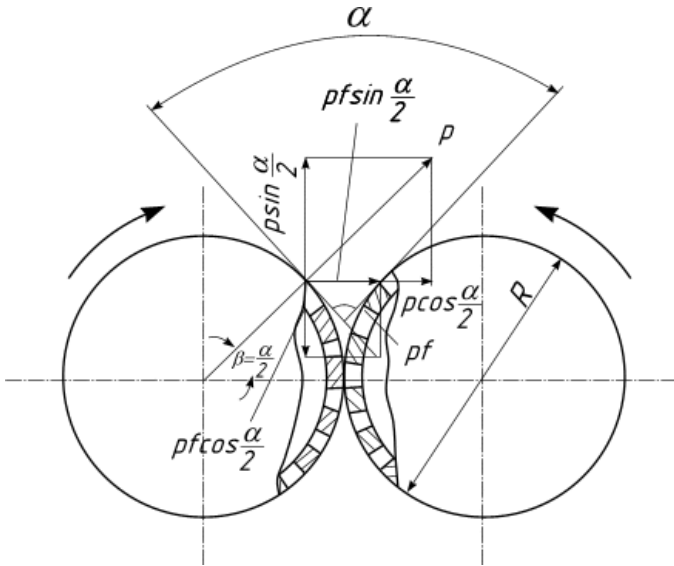


Рис. 8.3. Схема розподілу сил

Кількість отворів на поверхні вальців:

$$Z = (4B \cdot D \cdot K_{\text{вик}}) / d^2,$$

де B – робоча ширина вальців, м; D – діаметр вальців, м; $K_{\text{вик}}$ – коефіцієнт використання поверхні вальців.

При виборі довжини джгута доцільно користуватися наступною умовою: для циліндричних отворів товщина стінки вальців h повинна дорівнювати l , для конічних – h_k менше l на величину, рівну відношенню об'єму усіченого конуса до об'єму циліндра, діаметр якого дорівнює діаметру меншої основи конуса (при рівних висотах);

$$h_k = l(V_U / V_k), \text{ м.}$$

Якщо зовнішній діаметр конуса дорівнює $d\sqrt{2}$, а внутрішній – d , то

$$h_k = l \cdot \left\{ \left(\frac{\pi d^2}{4} \right) \cdot l / \left[\pi d^2 \cdot l \cdot (3 + \sqrt{2}) / 12 \right] \right\} = \\ \left[3 / (3 + \sqrt{2}) \right] \cdot l = 0,682 \cdot l$$

У реальних умовах для отримання заданої довжини джгута доцільно використовувати ніж (струну), що відокремлює матеріал від внутрішньої поверхні вальців.

3. Визначення зусилля формування гранул.

Зусилля формування гранул визначається за формулою:

$$P_{cp} = \sigma \cdot F \cdot K = \sigma \cdot R \cdot \beta \cdot K, \text{ Н,}$$

де σ – межа міцності при стиску, що залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу (консистенцій, вологості, мінералогічного складу і т.д.), для глин вологістю 15...17% $\sigma = (7...8)10^5 \text{ Н/м}^2$; F – площа контакту вальця з матеріалом, м^2 ; $K = 0,4...0,6$ – коефіцієнт розпушення матеріалу; R – радіус вальців, м; β – кут стиснення матеріалу у вальцях, рад ($1^\circ = (\pi/180)$ рад = 0,017 рад).

4. Визначення потужності привода вальців.

Сумарна потужність привода:

$$N_{\Sigma} = N_1 + N_2 + N_3, \text{ Вт}$$

де N_1 – потужність, що витрачена на формування гранул, Вт; N_2 – потужність, що витрачена на подолання тертя матеріалу об вальці, Вт; N_3 – потужність, що витрачена на тертя в підшипниках вальців, Вт.

Потужність, що витрачена на формування гранул:

$$N_1 = K_m \cdot A \cdot n, \text{ Вт,}$$

де K_m – конструктивний коефіцієнт потужності, $K_m \approx 21$; A – робота, витрачена на формування гранул, Дж;

$$A = P_{cp} \cdot S, \text{ Дж,}$$

де S – шлях, що проходить точка прикладання сил натискання вальців на матеріал:

$$S = D(1 - \cos \beta/2), \text{ м.}$$

Потужність, витрачена на подолання тертя матеріалу об вальці:

$$N_2 = f \cdot N_1, \text{ Вт.}$$

Потужність, витрачена на тертя в підшипниках вальців:

$$N_3 = 2\pi \cdot d' \cdot f' \cdot G_p \cdot n, \text{ Вт,}$$

де d' – діаметр цапф вальців, м; $f' = 0,001$ – приведений до вала коефіцієнт тертя; G_p – результуюча сила ваги вальця (G_g) і зусилля формування (P_{cp});

$$G_p = \sqrt{G_g^2 + P_{cp}^2},$$

$$G_g = m \cdot g,$$

де m – маса вальця, кг; $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння.

Потужність двигуна вальців:

$$N_{\text{дв}} = N/\eta, \text{ Вт,}$$

де $\eta = \eta_{кл} \eta_{чр} \eta_{зн} \eta_{нк} \eta_{кн}$; $\eta_{кл} = 0,96$ – ККД клинопасової передачі; $\eta_{чр} = 0,78$ – ККД черв'ячного редуктора; $\eta_{зн} = 0,94$ – ККД зубчастої пари; $\eta_{нк} = 0,98$ – ККД підшипників ковзання; $\eta_{кн} = 0,85$ – ККД карданної передачі.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Назаренко І. І., Туманська О. В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів : підручник. К. : Вища шк., 2004. 590 с.
2. Науменко Ю. В. Основи теорії робочих процесів барабанних млинів : монографія. Рівне : НУВГП, 2014. 336 с.
3. Сівко В. Й., Поляченко В. А. Обладнання підприємств промисловості будівельних матеріалів і виробів : підручник. К. : ТОВ «АВЕГА», 2004. 280 с.
4. Назаренко І. І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. К. : КНУБА, 1999. 488 с.
5. Сівко В. Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів : підручник. К. : ІСДО, 1994. 359 с.