

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Єрмакова С.О.

Конспект лекцій з дисципліни
„МАШИНИ ДЛЯ ВИРОБНИЦТВА БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ”
для студентів спеціальності: 133 «Галузеве машинобудування»
професійного спрямування:
„Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні машини та обладнання”
денної та заочної форми навчання

Краматорськ 2019

Зміст

1	Загальні питання теорії, розрахунку і застосування машин у будівельному виробництві.....	3
2	Призначення, принцип дії та основні конструктивні схеми щокочових дробарок. Розрахунок параметрів.....	8
3	Конусні дробарки.....	21
4	Робочий процес, конструкції та визначення основних параметрів дробарок ударної дії.....	31
5	Конструкції та визначення основних параметрів машин для помелу матеріалів.....	35
6	Обладнання для повітряної сепарації матеріалів.....	44
7	Робочий процес, конструкції та визначення параметрів грохотів.....	52
8	Бункерні та живильні пристрої.....	66
9	Схеми будови і робота дозаторів.....	68
10	Місце та призначення машин і обладнання в бетонно - та розчиннозмішувальних установках.....	71
	Література.....	111

1 ЗАГАЛЬНІ ПИТАННЯ ТЕОРІЇ, РОЗРАХУНКУ І ЗАСТОСУВАННЯ МАШИН У БУДІВЕЛЬНОМУ ВИРОБНИЦТВІ

1.1 Класифікація машин та їх застосування

У будівельному виробництві використовують різноманітні матеріали, серед яких дуже поширеними є: бетонні та будівельні розчини, бетон і залізобетон, цегла і керамічні плитки, лінолеум і теплоізоляційні матеріали.

Виробляє їх велика кількість різних машин, які можна класифікувати за певною низкою ознак. Найбільш чіткою й обґрунтованою для загальної класифікації машин є ознака, що визначає її технологічне призначення:

- дробарки і млини для подрібнення матеріалів;
- грохоти й сепаратори для розподілу на фракції різних матеріалів;
- бункери та дозатори для зберігання та дозування компонентів будівельних матеріалів і розчинів;
- змішувачі для приготування бетонних сумішей і розчинів;
- насоси для транспортування сумішей у межах будівельного майданчика;
- автобетоновози авто бетонозмішувачі для транспортування сумішей на великій відстані та приготування сумішей під час їх транспортування;
- бетоноукладачі для укладання та розподілу бетонної суміші у формі чи опалубці;
- верстати для виправлення, різання і гнуття арматурної сталі;
- зварювальні машини для виготовлення арматурних сіток і каркасів;
- вібраційні та без вібраційні машини для ущільнення бетонних сумішей;
- преси для виготовлення цегли і керамічних каменів;
- автомати для розрізування та укладання цегли на вагонетки;
- автомати для виготовлення цегли-сирцю напівсухого пресування;
- обладнання для виробництва матеріалів і виробів з мінеральної вати, скловолкна і пластичних мас;
- штукатурні та малярні станції для виконання опоряджувальних робіт;
- верстати й інструменти для виконання дерев'яних робіт;

Наведена класифікація машин є не зовсім повною і дещо умовною. Ще є багато різних процесів і допоміжних операцій, які використовуються в будівництві. До них належать такі процеси, як виготовлення цементу, скла, клеїв, фарби тощо. Умовність наведеної класифікації полягає в тому, що, наприклад, дробарки, грохоти та змішувачі використовують і в інших галузях промисловості: вугільній, хімічній та ін.

Наявність тих чи інших машин і робочих процесів, що розглядаються у підручнику, зумовлена програмою підготовки фахівців.

Наведені в класифікації машини застосовують як окремо, так і агреговані з іншими у спеціальні установки, лінії, комплекси. Так, поширеними є дробильно-сортувальні та змішувальні установки, лінії з виготовлення арматурних конструкцій і виробництва залізобетонних конструкцій, агрегати й комплекси для виробництва різного типу виробів. Тому розгляд конструкцій машин розпочинається з уявлення про місце та призначення машин у технологічному процесі, а теорія робочого процесу розглядається на основі визначення умов взаємодії робочого органу з оброблюваним середовищем.

1.2. Фізико-механічні властивості будівельних матеріалів та їх компонентів

Для виробництва будівельних матеріалів і виробів застосовують рідини, суспензій, сипкі матеріали та тверді тіла. У результаті взаємодії цих та інших компонентів під впливом робочих параметрів машин утворюються бетонні суміші, розчини, бетон, цегла, керамічні камені та ін. Якщо бетонні суміші, розчини, суспензія є вихідними робочими середовищами, то бетон, керамічні вироби, лінолеум, теплоізоляційні матеріали - це кінцевий продукт технологічних процесів створення будівельних матеріалів виробів.

Так, бетонна суміш - це раціонально підібрані й змішані такі компоненти, як в'язучі, заповнювачі та вода і, за потребою, хімічні добавки. У результаті хімічної, реакції в'язучого з водою утворюється клей, що скріплює заповнювачі між собою. Після видалення з такої суспензії залишків води і повітря через деякий час утворюється будівельний матеріал бетон. Якість його (чи іншого якогось матеріалу) значною мірою залежить від типу в'язучого, фізико-механічних властивостей компонентів матеріалу, параметрів робочого процесу й характеру взаємодії робочого органу машини з оброблюваним середовищем.

В'язучі речовини бувають неорганічні (цемент, вапно, гіпс) та органічні (бітуми, дьогті). Змішані з водою неорганічні в'язучі тужавіють, переходячи з тістоподібного стану в каменеподібний.

Неорганічні в'язучі, у свою чергу, поділять на повітряні та гідравлічні. Повітряні це такі, які тверднуть і зберігають свою міцність тільки на повітрі (повітряне вапно, гіпс тощо), гідравлічні спроможні тверднути, довго зберігати й підвищувати міцність не тільки на повітрі, а й у воді (різні види цементів, гідравлічне вапно тощо).

Для виробництва залізобетонних виробів застосовують неорганічні гідравлічні в'язучі, головними з яких є портландцемент, шлакопортландцемент, пуцолановий портландцемент, а також їхні різновиди. Портландцемент одержують рівномірним випалюванням до спікання при температурі $t = 1450^{\circ}\text{C}$ природних вапнякових мергелів або штучних сумішей вапняку і глини з наступним тонким помелом продукту випалювання - клінкеру.

Інші цементи отримують подібним методом за наявності спеціальних добавок залежно від необхідності одержання конкретного типу цементу.

Фізико-механічні властивості компонентів різних сумішей, як і самих розчинів, характеризуються фізичним станом і механічними властивостями.

Ознаками фізичного стану матеріалів є гранулометричний склад, щільність, пористість, рухомість і жорсткість. Ознаками механічних властивостей є міцність, опір стиску, розтягу, згину, зсуву, крихкість, абразивність.

Гранулометричний, або зерновий, склад заповнювачів (щебеню, гравію, піску) сумішей визначають ситовим аналізом. Так, при визначенні складу піску його просіюють крізь стандартний набір сит, які мають отвори 5; 2,5; 1,25; 0,63; 0,31 і 0,14 мм. Сита встановлюють одне над одним, починаючи з найменшого, крізь них пропускають певну кількість висушеного піску. Залишок на кожному ситі визначають у відсотках від повної наважки проби і називають частковим залишком. Повним залишком на кожному ситі називають суму часткових залишків на даному ситі й на всіх вище розташованих.

Щодо щебеню, то його гранулометричний склад визначають подібним способом з отворами сит 5, 10, 15, 35, 40 мм крупності кусків до 40 мм; при крупності 100 мм застосовують сита з крюком 10 мм, при цьому обов'язкові сита з отвором 5 мм. Залежно від крупності передбачено такі фракції щебеню, що використовуються в будівництві, мм: крупний - 40...70, середній - 20...40, дрібний - 10...20, клинець - 5...10, менше 5.

Щільність ρ визначають як співвідношення маси матеріалу m_M до його об'єму V_M : $\rho = \frac{m_M}{V_M}$, кг/м³. Застосовують такі поняття, як істинна і середня щільність. Істинна щільність - маса одиниці об'єму без пор, а середня - маса одиниці об'єму матеріалу з порами і мікро тріщинами. За показниками середньої щільності заповнювачі розчинів і бетонних сумішей поділяють на важкі (середня щільність понад 2500 кг/м³) і легкі (середня щільність понад 1000 кг/м³). Важкі заповнювачі використовують для виготовлення важких бетонів ($\rho = 2200...2400$ кг/м³), а легкі заповнювачі - для виготовлення легких бетонів (800...1200 кг/м³). Легкі заповнювачі - це, як правило, пористі матеріали, що можуть бути природними і штучними. До природних належать щебінь і пісок з пемзи і вулканічного туфу, пористих вапняків, вапнякових туфів та ін.

Штучні пористі заповнювачі виготовляють спеціально або використовують відходи промисловості, наприклад паливні шлаки.

У наш час найбільше використовують керамзитовий гравій, аглопоритовий щебінь пісок, гранульований шлак.

Керамзитовий гравій і пісок - матеріал округлої форми, який одержують в обертових циліндричних печах в наслідок спечення у процесі випалювання гранул з легкоплавкої глини. Щебінь і пісок з пористого металургійного шлаку (шлакова пемза або термозит) утворюються завдяки особливому режиму охолодження розплавлених шлаків.

Аглопоритовий щебінь і пісок виготовляють спіканням глинистої породи і відходів видобування, переробки та спалювання камяного вугілля на агломераційних гратах з наступним подрібненням.

Гранульований шлак одержують швидким охолодженням водою розплавів металургійних шлаків.

Пористість матеріалу характеризує кількість пор і мікротріщин на одиницю об'єму матеріалу, %:

$$V_{II} = \frac{1 - \rho_c}{\rho_i} \cdot 100\%$$

де ρ_c і ρ_i - відповідно середня та істинна щільність матеріалу.

Рухомість і жорсткість розчинів і сумішей - важливі характеристики, які визначають зручність укладання сумішей у форму чи опалубку, де здійснюється процес їх ущільнення. Рухомість спрощеним методом визначають з допомогою конуса (рис. 1.1, а), в який трьома шарами укладають бетонну суміш. Потім конус знімають і за різницею висот (рис. 1.1, б) у сантиметрах визначають показник рухомості. Якщо суміш не осіла, то її зручність укладання оцінюють з допомогою спеціального віскозиметра.

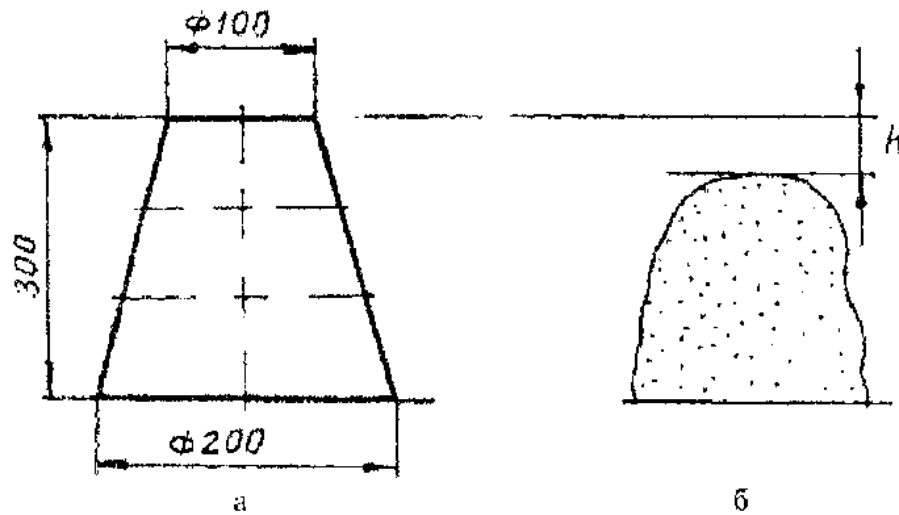


Рисунок 1.1 - Оцінка рухомості бетонної суміші спрощеним методом

Спрощений метод визначення жорсткості полягає у такому. На лабораторний вібромайданчик встановлюють і кріплять форму розмірами 200x200x200 мм. У форму встановлюють конус від віскозиметра і заповнюють його бетонною сумішшю. Потім конус обережно знімають, вмикають одночасно вібромайданчик і секундомір. Той час у секундах, за який суміш займе кути форми, а її поверхня стане горизонтальною, і є жорсткість бетонної суміші (табл., 1.1).

Таблиця 1.1 - Класифікація бетонних сумішей

Позначення		Умовна назва	Жорсткість, с	Рухомість, см
українське	міжнародне			
Ж4	V ₃	особливо жорстка	≥ 31	-
Ж3	V ₂	підвищено жорстка	30...21	-
Ж2	V ₁	жорстка	20...11	-
Ж1	V ₀	малорухома	10...5	-
П1	S ₁	рухома	-	1...4
П2	S ₂	пластична	-	5...9
П3	S ₃	дуже пластична	-	10...15
П4	S ₄	лита	-	≥ 16

Використання тієї чи іншої бетонної суміші залежить від конкретних умов а застосування в будівництві. Взагалі суміш добирають за масою цементу (Ц), піску (П) і заповнювачів (Щ) в пропорції Ц: П: Щ. Кількість води залежить від відношення В/Ц. Наприклад, суміш у співвідношенні 1: 2,5: 3,6 і В/Ц= 0,35 складається з однієї частини цементу; 2,5 частини піску; 3,6 частини щебеню і 0,35 - води.

Будівельні розчини класифікують також залежно від їх застосування і типу в'язучих. Рухомість розчину визначають з допомогою спеціального пристрою. Спрощеним методом рухомість установлюють стандартним конусом (рис. 1,2, а),

виготовленим із тонкої жести. Через верхню трубку діаметром 8...10 мм (рис. 1.2, б) сиплють пісок, що має масу 300 + 2 г. Потім конус обережно занурюють у розчин. Глибина занурення конусу в сантиметрах й характеризуватиме рухомість розчину.

Міцність - це здатність матеріалу чинити опір деформаціям та руйнуванню від дії сил, що виникають під впливом робочих органів машин. Найбільш поширеною та універсальною оцінкою механічних властивостей матеріалів є границя міцності при стисненні, Па: $\sigma_{ст} = \frac{F}{S}$, F - зусилля, Н; S - початкова площа поперечного перерізу, м².

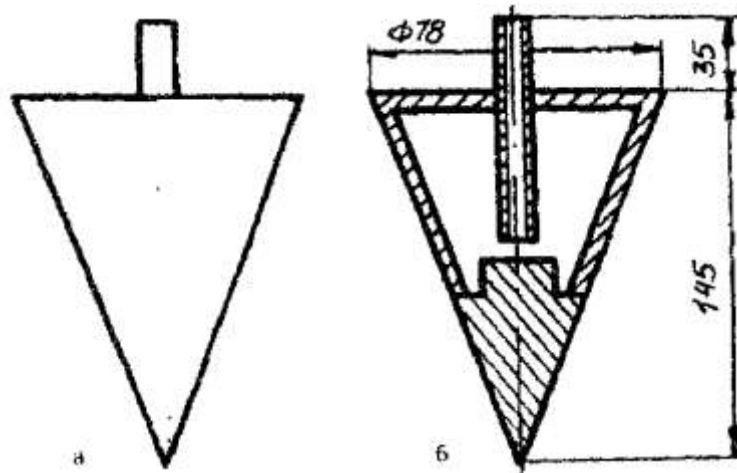


Рисунок 1.2 - Конус для визначення рухомості розчину спрощеним методом

Характер і величина деформацій є матеріалу під дією зовнішніх сил залежить від пружності матеріалу, що деформується. Коефіцієнт пропорційності між границею міцності при стисненні та деформацію називається модулем пружності E , Па: $E = \frac{\sigma_{ст}}{\xi}$. Це відношення справедливе у межах дії закону Гука.

Опір матеріалів розтягуванню σ_p та згину σ_3 , значно менший за опір стисненню. Наприклад, для такого матеріалу, як граніт, границі міцності мають значення: $\sigma_p = 4,9...7,8$ мПа; $\sigma_3 = 10...14$ мПа; $\sigma_c = 50...250$ мПа. За міцністю гірські породи ділять на особливо міцні ($\sigma \geq 250$ мПа), міцні ($\sigma = 150...250$ мПа), середні ($\sigma = 80...150$ мПа) та малої ($\sigma < 80$ мПа).

Механічні властивості деяких гірських порід наведені в табл. 1,2.

Поряд з властивостями міцності є поняття „крихкість” - властивість породи руйнуватися без помітних пластичних деформацій. Існують різні методи кількісної оцінки крихкості. Так, є методика, відповідно до якої крихкість визначається кількістю ударів гирі, що має масу 2 кг і падає кожного разу з висоти, більшої за попередню на 1 см. Таку процедуру здійснюють до повного руйнування зразка. За числом ударів, що витримує зразок до повного руйнування, породи поділяють на дуже крихкі (до 2), крихкі (2...5), в'язкі (5...10) та дуже в'язкі (понад 10).

Абразивність - здатність матеріалу, що оброблюється, спрацьовувати робочі органи машини. Абразивність оцінюють відношенням кількості матеріалу робочого органу в грамах, що зносився, до 1 т матеріалу, який був у контакті із згаданим робочим органом машини.

Таблиця 1.2 - Фізико-механічні властивості гірських порід

Порода	Середня щільність ρ , кг/м ³	Границя міцності при стисненні σ , мПа	Модуль пружності (статичний) E , мПа
Базальт	3000...3300	300...400	43900
Габро	2900...3200	100...300	71100
Граніт	2500...2800	50...250	46000
Діабаз	3000...3100	300...500	73200
Піщаник	2400...2600	30...100	26000...45000

Міцність і деформації шарів сумішей визначають властивостями частинок (заповнювачів) і зв'язками між частинками. Міцність частинок зумовлена внутрішньомолекулярними силами, а міцність зв'язків між частинками - щепленням. Якщо, наприклад, розглядати ущільнення бетонної суміші при виробництві будівельних виробів, то цей процес буде як результат подолання сил внутрішніх зв'язків між частинками. Тобто йдеться про визначення щеплення внутрішнього тертя між частинками. Ці механічні властивості характеризують опір зсуву, який є лінійною функцією нормального напруження по поверхні зсуву (рис. 1.3). Кут φ , що дорівнює куту зсуву, називають кутом внутрішнього тертя. Тангенс цього кута дорівнює коефіцієнту внутрішнього тертя суміші.

Функціональні залежності фізико-механічними властивостями визначають математичними формулами, для отримання яких необхідно розглянути моделі робочого процесу.

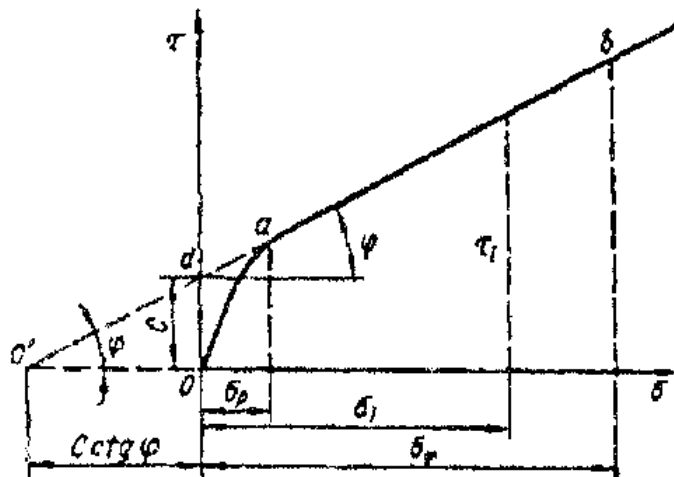


Рисунок 1.3 - Визначення кута внутрішнього тертя суміші

2 Призначення, принцип дії та основні конструктивні схеми щоккових дробарок. Розрахунок параметрів

Щокова дробарка вперше була запропонована американським інженером Блеком у 1858 р. і фактично її кінематика суттєво не змінилася до наших часів. Використовуються для грубого подрібнення матеріалів твердих та середньої твердості. Основним робочим елементом дробарки є дві плити - щоки, одна з яких, як правило, є нерухомою. Матеріал подрібнюється завдяки періодичному зближен-

ню дробильних плит. Вивантажується матеріал з дробарки під дією гравітаційних сил при підході рухомої щоки.

2.1 Основні кінематичні схеми та класифікація щоккових дробарок

Класифікація щоккових дробарок:

1 За характером руху рухомої щоки

- з простим рухом (рис. 1, а, в, г, ж);
- із складним рухом (рис. 1, б, е);
- з комбінованим рухом (рис. 1, д).

2 За підвісом рухомої щоки

- з верхнім підвісом (рис. 1, а, б, г, д, е, ж);
- з нижнім підвісом (рис. 1, в).

3 По кількості загрузочних отворів

- з одним (рис. 1, а, б, в, г, д, е);
- з двома - спарена (рис. 1, ж).

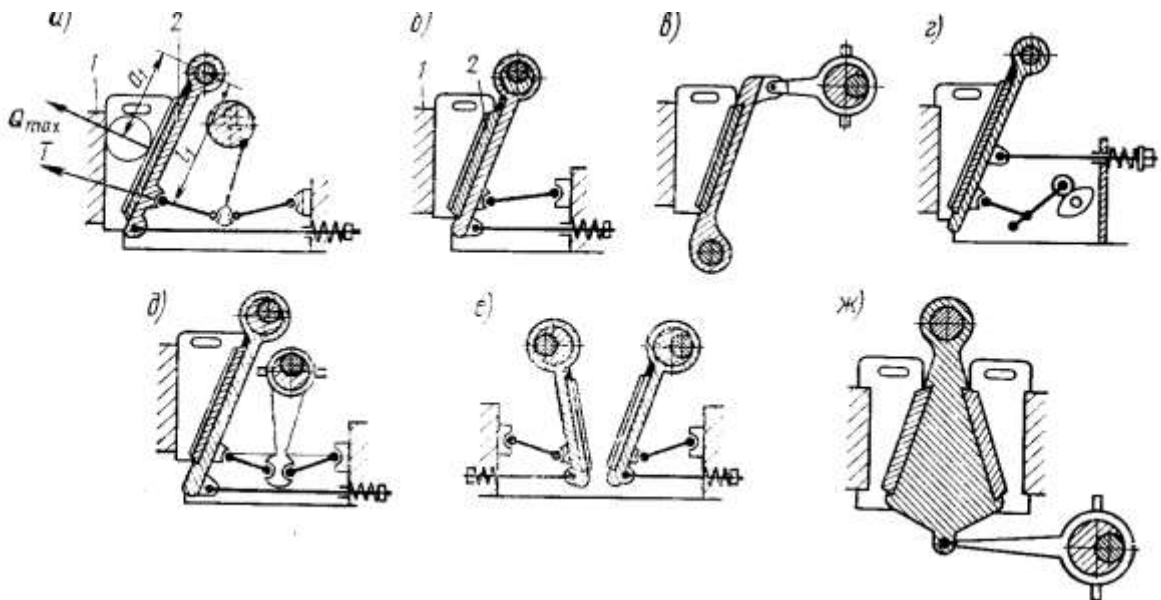


Рисунок 2.1 - Кінематичні схеми основних типів щоккових дробарок

Практично встановлено, що продуктивність спареної дробарки менше двох звичайних, так як неполадка однієї викликає зупинку другої, ускладнюється технологічна схема та процес обслуговування. Деяка економія металу не компенсує значні експлуатаційні недоліки.

4 По конструкції механізму, що передає рух на рухому щоку

- із ексцентриково-шатунним (рис. 2.1, а, б, в, д, е, ж);
- із кулачковим (рис. 2.1, г).

Найбільш розповсюджені щоккові дробарки із простим та складним рухом рухомої щоки, із ексцентриково - шатунним механізмом, з одною (рис. 2.1, а) та двома розпірними плитами (рис. 2.1, б).

Повна класифікація конструкцій щоккових дробарок розроблена проф. Клушанцевим, та складає близько 30 різновидів, деякі із котрих існують тільки теоретично (рисунок 2.2)

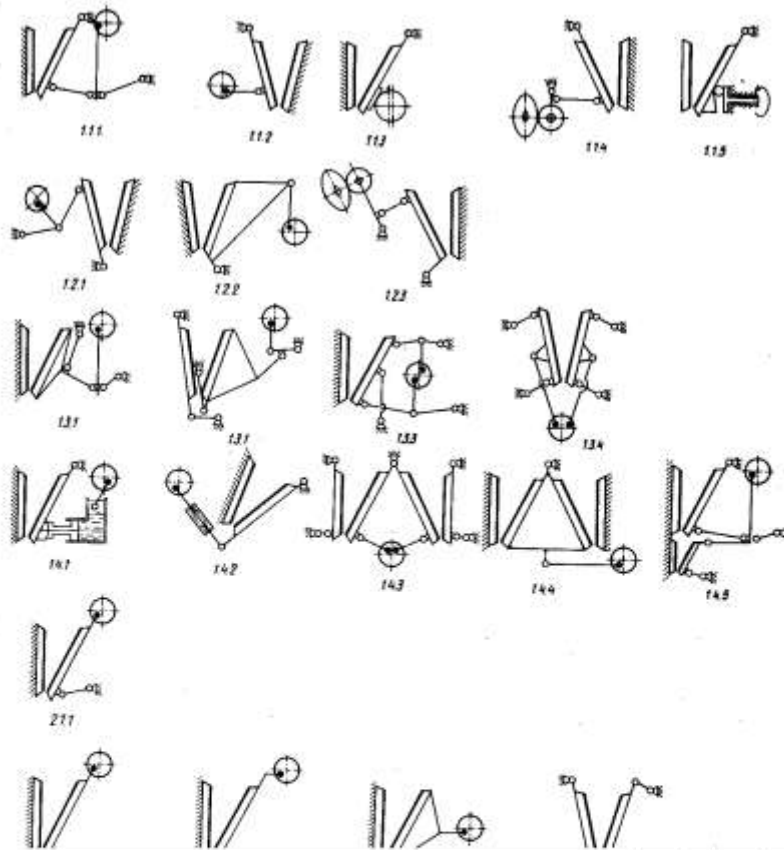


Рисунок 2.2 - Кінематичні схеми щоккових дробарок

2.2 Основні геометричні параметри щоккової дробарки

Основні геометричні параметри дробарки:

- ширина камери подрібнення, B ;
- довжина камери подрібнення, L ;
- висота камери подрібнення, H ;
- мінімальний розмір камери подрібнення в нижній частині, l ;
- хід рухомої щоки, S .

Типорозмір дробарки характеризується параметром B , за яким оцінюють максимально можливу крупність кусків матеріалу, що підлягає подрібненню

$$D_{max} = 0,85 B .$$

Основні залежності між параметрами дробарки

$$H = (2,0 \dots 2,5) B; \quad S = (0,03 \dots 0,04) B .$$

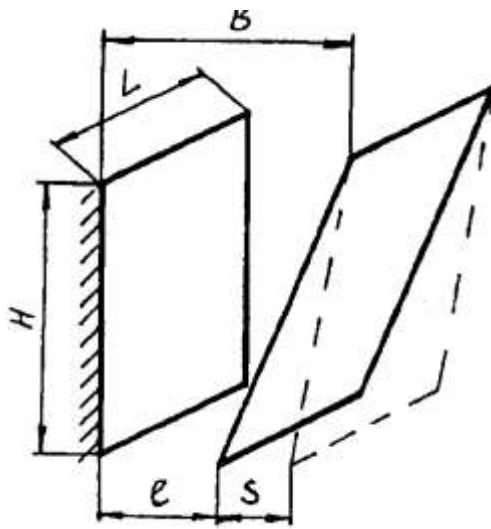


Рисунок 2.3 - Геометричні параметри щоквої дробарки

2.3 Умовне позначення щоквих дробарок

Складається із:

- буквена індексація (вид дробарки);
- цифрова частина (розміри приймального отвору).

ЩКД-900х1200 - щоква (Щ) великого (К) подрібнення з розмірами приймального отвору 900 (B) на 1200 (L) мм.

Найпоширенішими є дев'ять типорозмірів дробарок (див. табл.).

Технічні характеристики щоквих дробарок

Розмір вхідного отвору $B \times L$, мм	Розмір Завантажувального куска D_{max} , мм	Ширина розвантажувальної щілини $l + S$, мм	Кут захвату α , град	Ступінь Подрібнення i	Хід щоки S , мм	Частота обертання ексц. Вала n , c^{-1}	Діаметр маховика D_m , мм	Потужність двигуна P , кВт	Продуктивність Π , $m^3/год$
Із складним рухом щоки									
250х400	210	20...80	14...18	2,63...10,5	11	4,58	920	20	3,5..12
250х900	210	20...80	14...18	2,63...10,5	10	4,58	1065	28	7...35
400х900	340	40...100	16...20	2,63...10,5	10	4,58	1060	40	14,5...38
600х900	510	75...200	18...22	2,55...6,8	12	4,58	1525	80	50...120
Із простим рухом щоки									
600х900	510	75...200	18...20	2,5...6,8	13,5	3,75	1525	80	40...100
900х1200	750	95...165	20...21	3,6...6,2	25	2,83	2100	100	120...230
1200х1500	1000	110...190	22...23	4,4...7,3	30	2,5	3000	160	200...390
1500х2100	1300	135...225	23...24	4,1...7,4	40	2,08	3200	250	390...720

2.4 Дробарки із простим рухом рухомої щоки

Дробарка із простим рухом рухомої щоки (рис. 2.4 складається із суцільно-литого або зварного корпусу 1, в якому на підшипниках встановлений ексцентриковий вал 7 із підвішеним на ньому шатуном 8. Нижній кінець шатуна має спеціальні гнізда, в які вільно встановлені кінці розпірних плит 12 та 13. Протилежний кінець розпірної плити 13 встановлений в паз рухомої щоки 3, яка підвішена на

осі 5. Кінець плити 12 спирається на клиновий упор регулювального пристрою 9. Тяга 11 та пружина 10 забезпечують зворотний (холостий) хід рухомої щоки та утримують від випадання розпірні плити. До нерухомої 2 та рухомої 3 щік закріплюються дробильні плити 4 з вертикальним рифленням. Робочі поверхні дробильних плит і бокові стінки корпусу дробарки утворюють камеру подрібнення. Дробильні плити встановлюють так, щоб виступи однієї були навпроти впадин другої. Найбільш оптимальними параметрами рифлення поверхні плит є відношення висоти зубців до шагу від 1:2 до 1:4. Чим менше шаг зубців, тим більш однорідним буде продукт подрібнення. Виконуються плити із марганцевистої сталі, із вмістом марганцю 12...14 %.

Привод дробарки складається із електродвигуна та багаторядної клинопасової передачі з масивним шківом - маховиком 6.

Працює дробарка так. При обертанні ексцентрикового вала шатун здійснює зворотно-поступальні рухи у вертикальній площині, а рухома щока приводиться в хитальний, подібно маятнику, рух, тобто траєкторія руху точок рухомої щоки являє собою частину дуги кола. За один оберт ексцентрикового вала рухома щока, наближуючись до нерухомої, здійснює робочий хід подрібнення матеріалу, а при віддаленні від нерухомої - холостий хід, під час якого подрібнений матеріал випадає через вивантажувальну щілину під дією сили тяжіння.

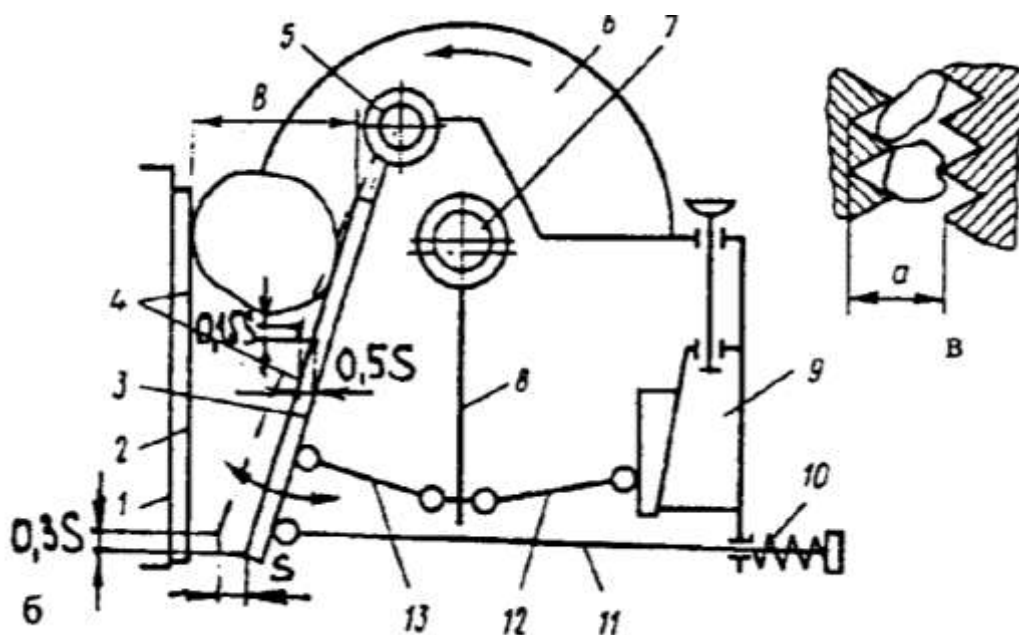


Рисунок 2.4 - Щокова дробарка із простим рухом щоки

Режим роботи дробарки змінюється регулюванням вивантажувальної щілини з допомогою клинового чи іншого за конструкцією регулювального пристрою. Вивантажувальну щілину вимірюють між вершиною та западиною дробильних плит в момент найбільшого віддалення рухомої щоки. Ширина вивантажувальної щілини дорівнює 40...120 мм для дробарок середнього подрібнення і 100...250 мм для дробарок крупного подрібнення. Для щоккових дробарок з простим хитанням щоки найхарактернішим видом руйнування є роздавлювання і розкол. Тому їх застосовують для крупного та середнього подрібнення міцних порід на первинній стадії подрібнення.

2.4 Дробарки із складним рухом рухомої щоки

Дробарка зі складним хитанням щоки (рисунок 2.5) за конструкцією простіша від дробарки з простим хитанням і має меншу масу.

У дробарці відсутній шатун, а рухома щока 1 закріплена безпосередньо на ексцентричну частину приводного вала 2. У нижній частині щоки з'єднана розпірною плитою 5 з корпусом машини через клиновий регулювальний механізм 4. Дробарка також має замикаючий пристрій 3. У такій дробарці траєкторія хитання рухомої щоки - замкнута еліптична крива, з мінімальною різницею осей еліпса у верхній частині щоки і максимальною - у нижній. Зміна характеру хитання рухомої щоки змінює схему навантажень на матеріал, який руйнується під дією стискальних і зсувних сил. Одночасна дія останніх інтенсифікує робочий процес. Окрім того, наявність дотичних сил на матеріал, що подрібнюється, сприяє його вивантаженню.

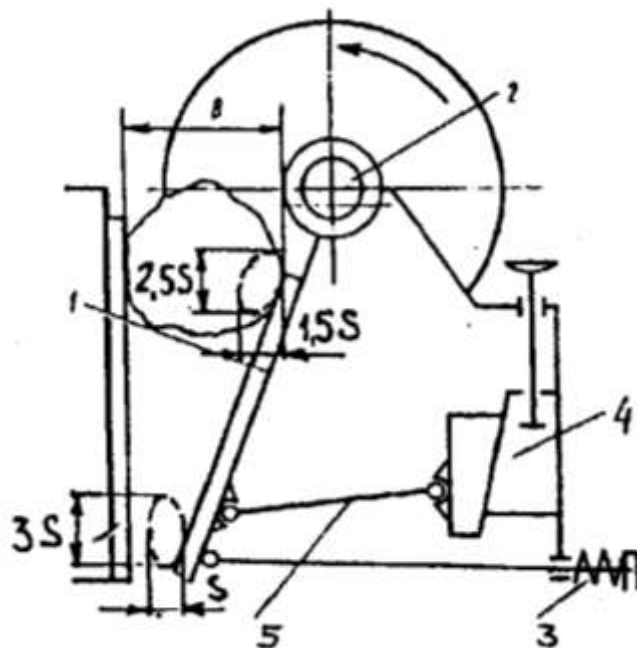


Рисунок 2.5 - Кінематична схема щоквої дробарки із складним рухом рухомої щоки

2.5 Параметри механічного режиму щоквих дробарок

- кут захвату α , град;
- хід рухомої щоки, S , мм;
- частота обертання приводного вала, ω , с^{-1} ;
- продуктивність, P , $\text{м}^3/\text{ГОД}$;
- потужність, P , кВт.

Розрахунок кута захвату

Кутом захвату (α) називають кут, створений щоками дробарки при підході рухомої щоки до нерухомої. Для визначення оптимального параметра кута захвату, при якому матеріал не буде виштовхуватися із робочої камери дробарки,

приймаємо умовно розташування обох щік під однаковим кутом ($\alpha/2$) до вертикалі (рис. 2.6).

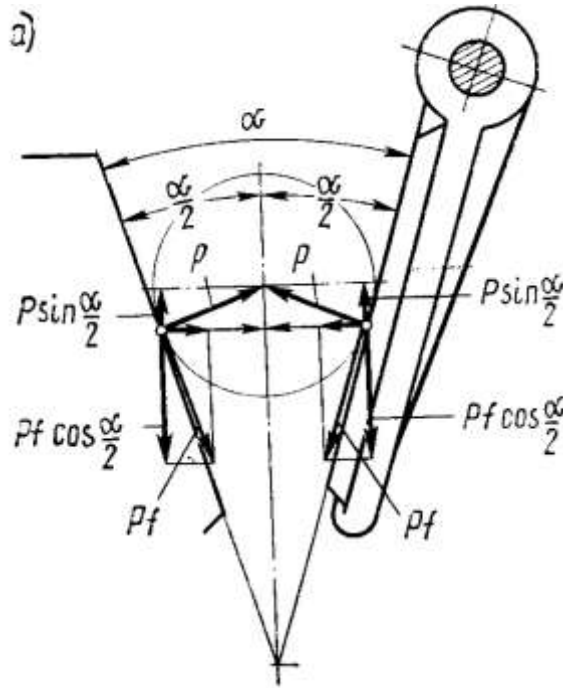


Рисунок 2.6 - Схема до визначення кута захвату

При натисненні рухомої щоки на матеріал в точках зіткнення його із поверхнею щік виникають сили нормального тиску P та сили тертя $P \cdot f$. Сила P розкладається на складові: горизонтальна $P \cdot \cos \alpha/2$ та вертикальна $P \cdot \sin \alpha/2$. Остання прагне виштовхнути матеріал із робочої камери дробарки.

Складова від сили тертя $P \cdot f - P \cdot f \cdot \cos \alpha/2$ протидіє виштовхуванню матеріалу.

Для забезпечення нормальної роботи щокової дробарки треба, щоб виконувалась умова $P \cdot \sin \alpha/2 \leq P \cdot f \cdot \cos \alpha/2$.

Якщо поділити обидві частини рівняння на $P \cdot \cos \alpha/2$, матимемо $\operatorname{tg} \alpha/2 \leq f$.

Із курсу теоретичної механіки: $f = \operatorname{tg} \varphi$, де φ - кут тертя.

Тоді матимемо $\alpha \leq 2\varphi$.

Таким чином, для нормальної роботи дробарки кут захвату повинен дорівнювати подвійному куту тертя, або бути меншим від нього.

Якщо $\alpha > 2\varphi$, можливо викидання куска матеріалу із дробарки.

Практично встановлено, що кут захвату повинен дорівнювати $\alpha = 15 \dots 25^\circ$.

Хід рухомої щоки S , тобто значення ходу стиску матеріалу в камері подрібнення для забезпечення руйнування каменя, визначають з умови

$$S > e \cdot D,$$

де $e = \frac{\sigma_{cm}}{E}$ - відносний стиск (σ_{cm} - напруження стиску; E - модуль стиску);

D - розмір куска.

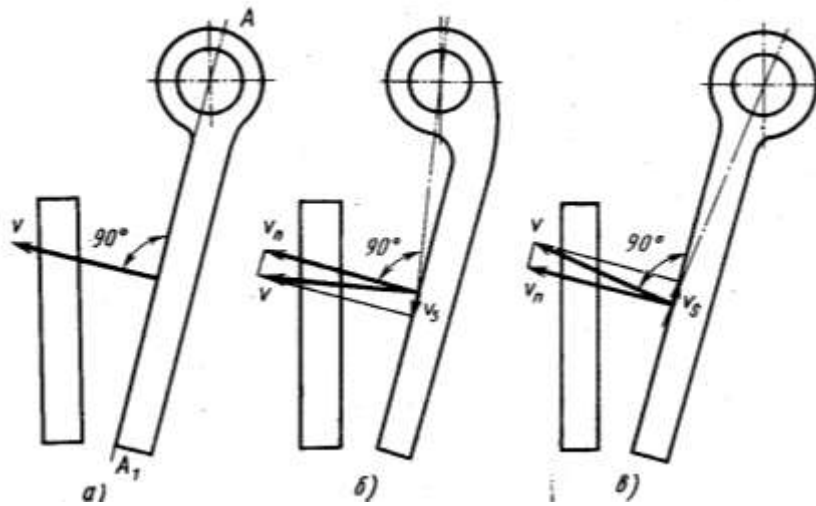


Рисунок 2.7 - Варіанти зміни кута захвату щоквої дробарки

Визначення величини ходу рухомої щоки

Проте у зв'язку з тим, що подрібнені куски мають невизначену форму й контактують з подрібнювальними плитами не площинами, а точками, хід повинен бути більшим, тому на практиці застосовують емпіричні формули, отримані експериментально. Для дробарок з простим хитанням рухомої щоки

$$S_e = 0,01...0,03 \bar{B}; \quad S_n = 8 + 0,26 \cdot b,$$

для дробарок із складним хитанням рухомої щоки

$$S_e = 0,06...0,03 \bar{B}; \quad S_n = 7 + 0,10 \cdot b,$$

де b - максимальний розмір розвантажувальної щілини, мм;

S_e, S_n - хід відповідно у верхній і нижній точках рухомої щоки.

Визначення частоти обертання ексцентрикового вала

Частоту обертання ексцентрикового вала визначають з умови, що за час відхилення $t_{від}$ рухомої щоки на хід S під дією сили тяжіння за час $t_{вун}$ випадають куски подрібненого матеріалу, що мають висоту h (рис. 2.8).

Цю умову можна записати $t_{від} \geq t_{вун}$.

При кутовій швидкості ω, c^{-1} , час віддалення рухомої щоки $t_{від} = \frac{\pi}{\omega}$. Коли щока відходить від початкового положення на хід S , із вивантажувального отвору дробарки випадає призма подрібненого матеріалу висотою $h = \frac{S}{tg \alpha}$.

Шлях, який пройшла призма за час $t_{вун}$ може бути знайдений з відомого закону вільного падіння $h = \frac{g \cdot t_{вун}^2}{2}$.

$$\text{Звідки } t_{вун} = \sqrt{\frac{2 \cdot h}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot S}{g \cdot tg \alpha}}.$$

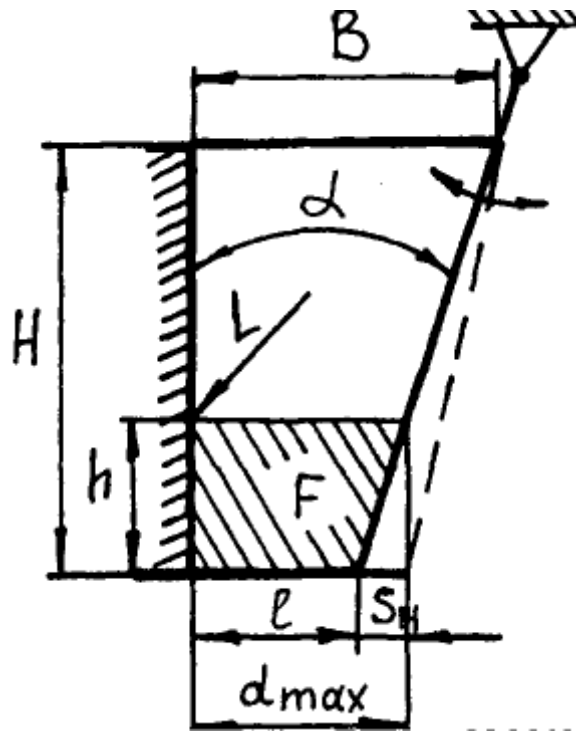


Рисунок 2.8 - Схема до визначення частоти обертання

Використавши умову матимемо:
$$\omega = \frac{\pi}{\sqrt{\frac{2 \cdot S}{g \cdot \operatorname{tg} \alpha}}}$$

При раціональному значенні кута $\alpha=20^\circ$ оптимальна частота обертання приводного вала із урахуванням дії сил тертя у камері подрібнення $\omega = \frac{4}{\sqrt{S}}$.

Отже, для швидкості руху рухомої щоки дробарки існують оптимальні параметри. Дійсно, якщо частота обертання буде більша, то кусок матеріалу не встигне випасти з дробарки і повторно контактуватиме з дробильними плитами. За умови, що частота обертання буде меншою від необхідного значення, швидкість падіння кусків гальмуватиметься плитами і знизиться продуктивність дробарки.

Продуктивність шоквої дробарки визначається за умови, що за кожен вихід щоки або один оберт головного вала з камери подрібнення вивантажується готовий продукт у вигляді призми трапецієдного перерізу, об'єм якої $V = FL$ (F - площа перерізу призми, що випадає з дробарки, м^2 ; L - довжина камери подрібнення дробарки, м).

При визначенні площі беремо такі вихідні дані, що і в попередньому випадку: щока віддаляється паралельно своєму початковому положенню, а висота призми

$$h = \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha}$$

З урахуванням викладеного, площа перерізу призми

$$F = \left(\frac{l + S + l}{2} \right) \cdot h = \frac{2l + S}{2} \cdot \frac{S}{\operatorname{tg} \alpha},$$

де l - ширина вивантажувальної, щілини.

$$\text{Об'єм призми матеріалу, що випадає: } V = F \cdot L = \frac{(2l + S) \cdot L \cdot S}{2 \operatorname{tg} \alpha}$$

У разі n повних хитань рухомої щоки за 1 с продуктивність дробарки, м³/год:

$$P = 3600 \cdot n \cdot V \cdot \mu = \frac{1800}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot n \cdot L \cdot S \cdot (2l + S) \cdot \mu,$$

де μ - коефіцієнт розпушення маси матеріалу, який випадає з вихідної щілини.

Якщо прийняти $D_{\max} = l + S$, $D_{\min} = l$, а середній розмір продукту подрібнення $d = d_{\text{сєє}} = \frac{d_{\max} + d_{\min}}{2} = \frac{2l + S}{2}$, то формула для визначення продуктивності набере такого вигляду: $P = \frac{3600 \cdot n \cdot L \cdot S \cdot d \cdot \mu}{\operatorname{tg} \alpha}$.

Необхідно пам'ятати, що потужність дробарок, обчислена за наведеними формулами, може значно відрізнятись від фактичних даних, оскільки в них не враховано валив інтенсивності й рівномірності живлення машини, форми та розмірів дробильних плит та їх спрацювання. Крім того, деяку невизначеність вносить коефіцієнт μ , який змінюється в широкому діапазоні ($\mu = 0,3 \dots 0,65$).

Потужність електродвигуна шокової дробарки можна встановити, використовуючи загальний підхід до визначення енергії, (що відповідає об'ємній теорії подрібнення. Згідно з виразом роботи $A = \frac{\sigma^2}{2 \cdot E} \cdot V$, необхідно знати різницю об'ємів вхідного матеріалу V_1 , та готового продукту V_2 , тобто $V = V_1 - V_2$.

За об'єм матеріалу, що надходить у дробарку, пропонується брати кілька кусків, що мають форму кулі діаметром D , який відповідає ширині B приймального створу. При довжині щілини L загальний об'єм кусків, що будуть подрібнюватися

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D^3}{6} \cdot \frac{L}{D} = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{6}.$$

За об'єм готового продукту пропонується брати також кілька кусків, що мають форму кулі діаметром d $V_2 = \frac{\pi \cdot d^3}{6} \cdot \frac{L}{d} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot L}{6}$

$$\text{Тоді різниця об'ємів } V = V_1 - V_2 = \frac{\pi \cdot L}{6} \cdot (D^2 - d^2),$$

а робота, витрачена на подрібнення,

$$A = \frac{\sigma^2}{2 \cdot E} \cdot \frac{\pi \cdot L}{6} \cdot (D^2 - d^2) = \frac{\sigma^2 \cdot L}{3,8 \cdot E} \cdot (D^2 - d^2).$$

Отже, потужність електродвигуна, необхідна для подрібнення матеріалу при врахуванні виразу роботи

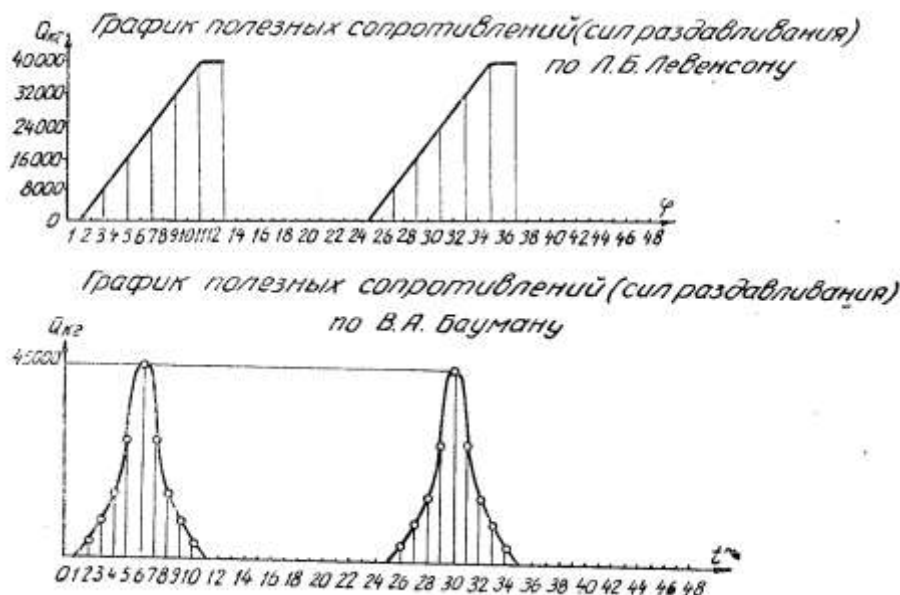
$$P_{\text{ДР}} = \frac{A_{\text{ДР}}}{t} = A \cdot n = \frac{\sigma^2 \cdot L \cdot n}{3,8 \cdot E} \cdot (D^2 - d^2).$$

Потужність із останньої формули має завищене значення, що пояснюється ідеалізованою схемою живлення, а також урахуванням при руйнуванні матеріалу тільки напруження від, роздавлювання. Дійсно, розраховуючи об'єми, вважають, що в приймальний отвір дробарки потраплятиме суцільний ряд кусків максимально можливого розміру, чого не буває в реальних умовах. Окрім цього при подрібненні, як уже зазначалося, поряд з роздавлюванням трапляються деформації згину, розколювання тощо.

У літературі зустрічаються й інші підходи до визначення потужності. Так, на основі обробки статистичних даних по вимірах енергії пропонуються такі емпіричні формули:

- для дробарок крупного подрібнення $P = \frac{B \cdot L}{200}$;
- для дробарок середнього подрібнення $P = (0,007 \dots 0,01)B$;
- для дробарок дрібного подрібнення $P = \frac{B \cdot L}{60}$.

У формулах ширина і довжина завантажувального отвору наведені в сантиметрах.



2.6 Перспективні напрямки проектування щоківих дробарок

1 Нерухома та рухома плити виконуються із паралельною зоною в нижній частині камери подрібнення. це створює кращі умови для подрібнення матеріалу (підвищує однорідність продукту подрібнення), підвищує продуктивність дробарки на 10...12%, збільшує термін служби плит.

2 Пристрої для пуску дробарок

2.1 Допоміжний привод

Для забезпечення пуску дробарок, а також пуску під завалом у нових конструкціях застосовують допоміжний привод (рисунок 2.9), який складається з електродвигуна малої потужності 4, зубчатого редуктора 3 з великим передаточним числом, обгінної муфти 2, з'єднаної з валом головного двигуна 1. Пуск дробарки

здійснюється допоміжним приводом. Після цього вмикається головний двигун, а допоміжний - автоматично вимикається.

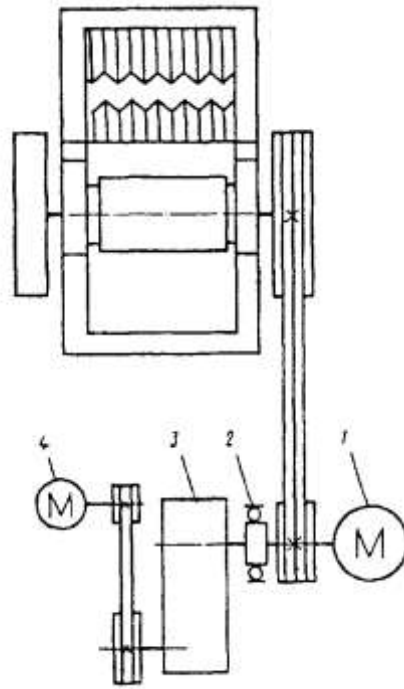


Рисунок 2.9 - Схема допоміжного привода щоквої дробарки

3 Використання у промисловості дробарок із комбінованим рухом рухомої щоки.

Мають два ексцентрикових вала - на один надіта рухома щока, на другий - шатун. Рухома щока отримує не тільки складний, а і коливальний рух, мають більший ход як у верхній, так і у нижній частині робочої камери.

Переваги такого типу дробарок:

- продуктивність більше на 40...50 %;
- знос робочих поверхонь плит у 2,5...3 рази менше.

4 Використання у дробарках пристрою для регулювання величини відходу рухомої щоки двохклинового типу (рисунок 2.10), що виключає можливість перекосу клинів.

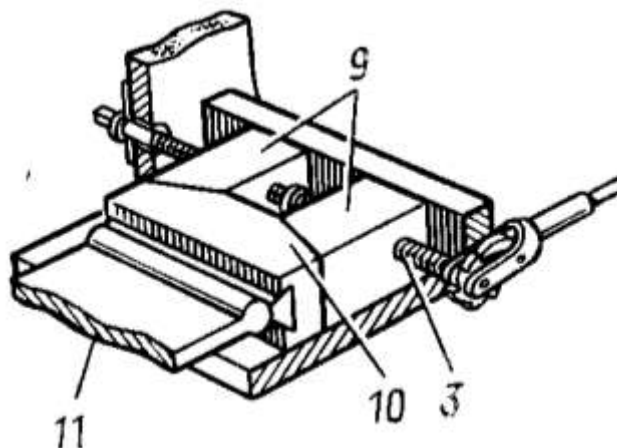
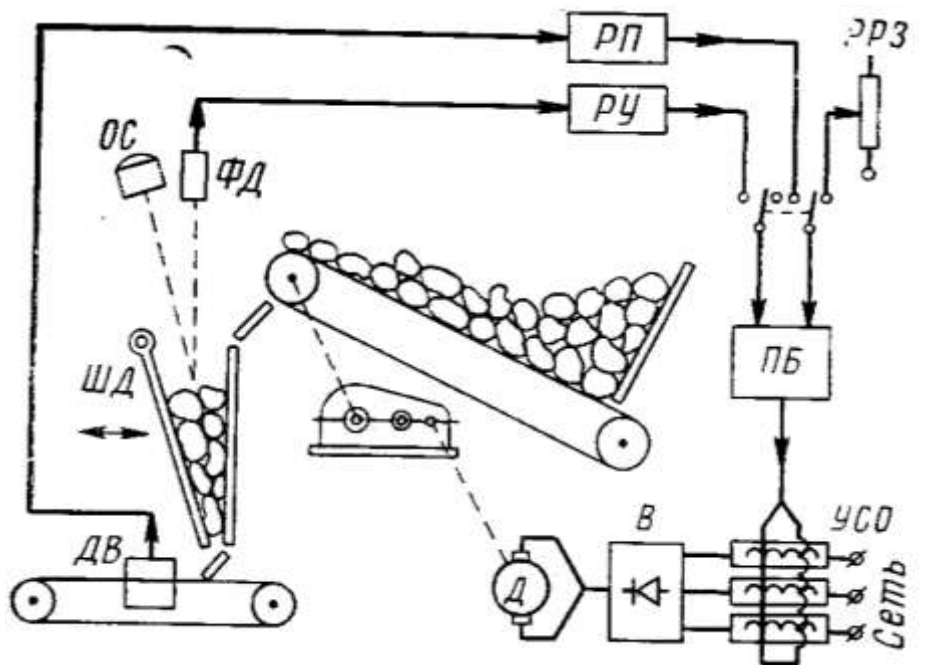


Рисунок 2.10 - Регулювальний пристрій

При повертанні гвинта 3 клини віддаляються або наближуються один відносно другого, а далі клин 10 пересуває розпірну плиту. Гвинт 3 - складної конструкції, який має праве та ліве різьблення.

5 Автоматизація процесу завантаження шокової дробарки.

На продуктивність процесу подрібнення істотно впливають рівномірне та безперервне живлення, для чого використовують різноманітні системи автоматичного регулювання (рисунок 2.11)



Д - двигун постійного струму; РП - регулятор продуктивності;
 РУ - регулятор рівню; ОС - освітлювач; ФД - фотодатчик;
 ДВ - датчик ваги

Рисунок 2.11 - Схема автоматичного регулювання завантаження шокової дробарки

2.7 Порівняльна характеристика дробарок із простим та складним рухом щоки

Якщо порівняти розглянуті конструкції машин, то можна зазначити таке:

1 Дробарки зі складним рухом щоки мають ряд **переваг**: більш компактна і простіша конструкція; робочий хід - приблизно 4/5 оберту приводного вала, що підвищує продуктивність і зрівноваженість рухомих частин; менші габаритні розміри і потужність приводного двигуна; продукт подрібнення має більш округлу форму.

2 Дробарки з простим рухом щоки мають свої **переваги**: менше спрацювання броньових плит, більша можливість подрібнення крупних кусків породи.

3 Загальний **недолік** шокових дробарок - циклічність у роботі (наявність робочого та холостого ходів). Окрім цього шокові дробарки відрізняються значною енергоємністю процесу. Питома потужність при максимальній ширині розвантажувальної щілини сягає у дробарок з простим хитанням 1,2...4,6 кВт/(м³·год) і

зі складним - $0,9...4,6 \text{ кВт}/(\text{м}^3 \cdot \text{год})$, що перевищує в 2...4 рази енергоємність дробарок інших типів.

3 Конусні дробарки

Конусні дробарки за технологічним призначенням, бувають крупного подрібнення (ККП), які забезпечують ступінь подрібнення $i = 5...8$; конусні дробарки середнього (КСП) і дрібного (КМД) подрібнення $i \sim 20...50$. Камера подрібнення конусних дробарок утворена поверхнями зовнішнього нерухомого та внутрішнього рухомого зрізаних конусів. При зближенні внутрішнього (дробильного) конуса з поверхнею нерухомого конуса відбувається подрібнення завантаженого матеріалу, а розвантажується готовий продукт крізь кільцеву щілину під дією власної ваги при віддаленні конусів на відстань $l+S$. Матеріал руйнується під дією стискальних, стиральних і згинальних навантажень. Кути α_1 і α_2 при вершинах твірних конусів незначні, причому нерухомий конус повернуто великою основою догори, а рухомий - донизу. Такий профіль подрібнювального простору дозволяє завантажувати в дробарку матеріал великих розмірів. Наприклад, для дробарок крупного подрібнення матеріал може потрапити в камеру подрібнення крупністю 1300 мм. У конструктивному відношенні конусні дробарки бувають з крутим і пологим конусом. Перші використовують для крупного подрібнення, а другі, як правило, для середнього та дрібного.

Схема конусної дробарки крупного подрібнення була запропонована інженером Роттером у 1869 р., а вперше виготовлена в 1880 р. фірмою „Аліс-Чалмерс” (США).

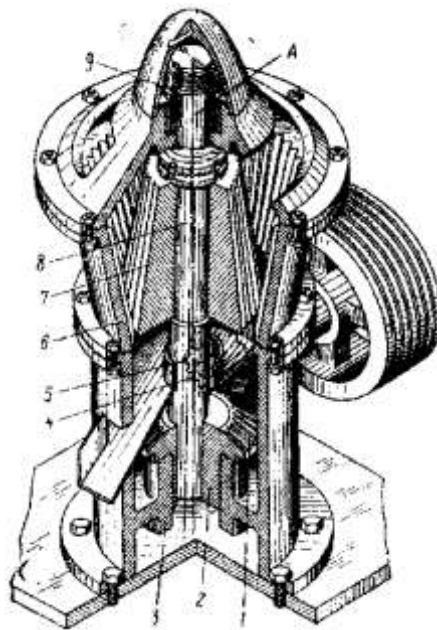


Рисунок 3.1 - Перетин конусної дробарки

Конусна дробарка крупного подрібнення (ККП) з верхнім підвісом вала складається з основи 1, середньої 2 та верхньої 3 секції, траверси 5, на якій розміщений вузол підвісу 9. Внутрішня поверхня нерухомого конуса й лапи траверси футерована змінними плитами 4 і 6 із зносостійкої сталі. На головному валу 8 жо-

рстко закріплений рухомий конус 10, футерований змінними секціями 7 Ексцентрикова втулка 11, встановлена у стакані 15, приводиться в рух (обертання) від шківів пасової передачі 14 через вал 13 і зубчасту конічну передачу 12 Втулка має похилу циліндричну розточку, ексцентричну відносно вертикальної осі дробарки, на яку вставляється нижній кінець вала конуса і, таким чином, його вісь окреслює конічну поверхню з вершиною в точці підвішування. Вузол підвісу конуса (рис. 2.13,а) складається з нерухою втулки 1 і опорної шайби 2, на яку спирається конусна втулка 3, закріплена на валу з допомогою обойми 4 і розрізної гайки 5. Закручуючи чи відкручуючи цю гайку, можна регулювати вихідну щілину. Від можливості самовідгвинчування гайка фіксується шплінтом. Конусна втулка з'єднана з обоймою шипами. Від пилу та ударів вузол захищає ковпак б. При роботі дробарки конусна втулка 3 своєю торцевою частиною обкатується по опорній шайбі 2, а конічною поверхнею - по втулці 1. Оскільки вал рухомого конуса обертається також навколо своєї осі, у вузлі підвісу втулка 3 ковзає по шайбі 2 і втулці 1. Деталі підвісу витримують значні навантаження, що, у свою чергу, спричинює великі контактні напруження з роботою в режимі напівсухого тертя. Тому до деталей підвісу ставляться особливі вимоги і їх виготовляють з підшипникової сталі з високою чистотою обробки поверхні. Є рішення, які дають змогу зменшити навантаження на пари тертя, це використання гідравлічних під'ятників (рис. 2.13,б). Вертикальні навантаження передаються з вала конуса 7 через валок - пест 8 на плунжер 9. Такий пристрій дозволяє оперативно регулювати вихідну щілину і швидко опускати й піднімати рухомий конус для усунення заклинювання матеріалу в камері подрібнення і пуску дробарки „під завалом”.

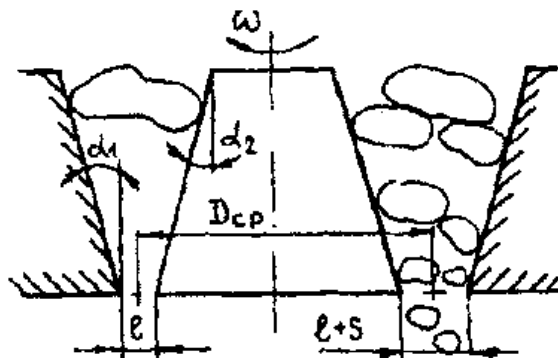


Рисунок 3.2 - Схема камери подрібнення конусної дробарки

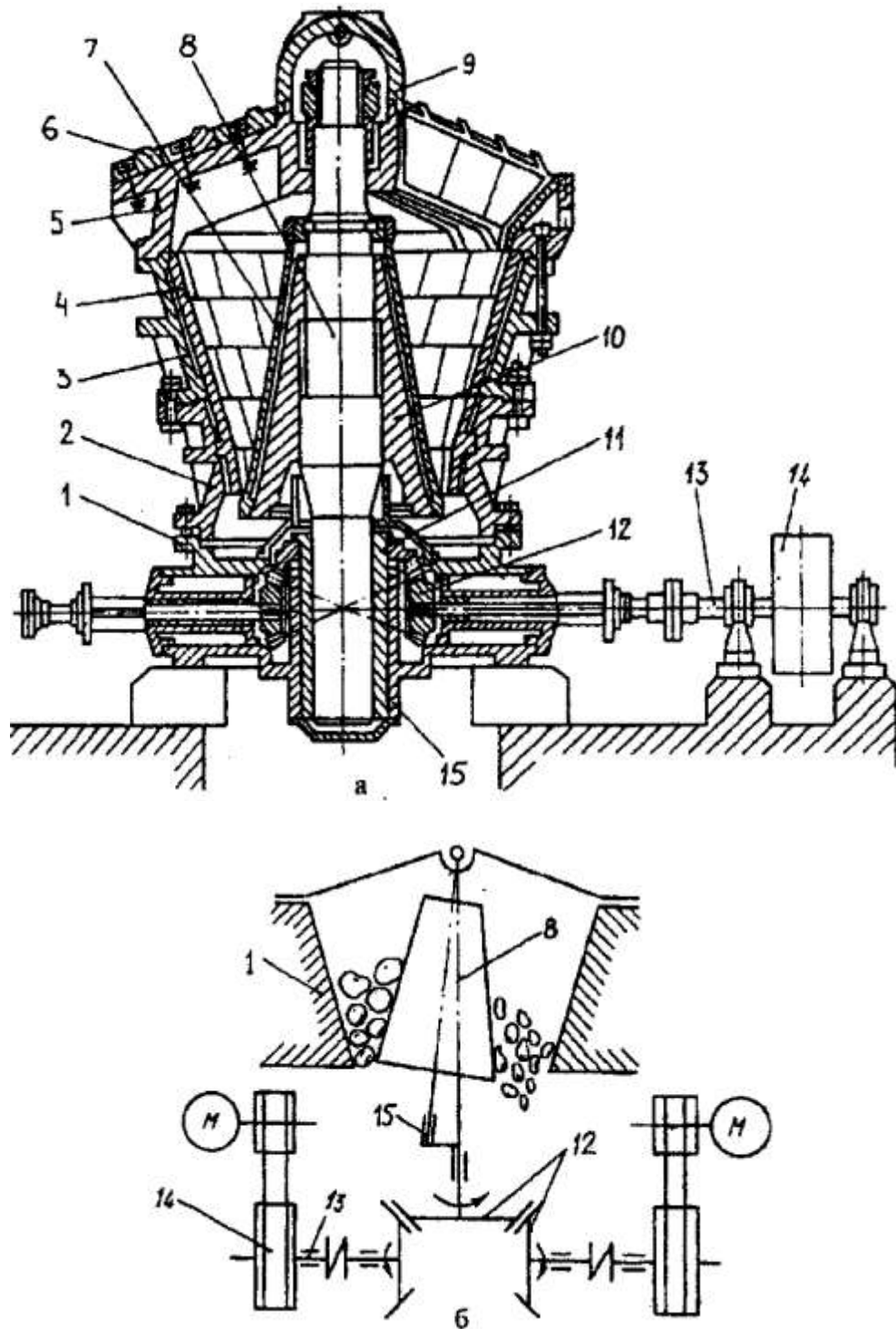
У великих конусних дробарках, як і в щоківних, для виходу дробарки „з-під завалу” встановлюють допоміжний двигун. Розглянемо розрахунок технологічних параметрів конусних дробарок крупного подрібнення.

Основними технологічними параметрами конусних дробарок є:

- кут захвату;
- частота обертання рухомого конуса;
- продуктивність;
- потужність.

Умови подрібнення куску матеріалу в конусних дробарках подібні умовам подрібнення в щоківних дробарках, тому методи розрахунку технологічних параметрів цих машин в основному аналогічні. Так, кут захвату в конусних дробарках

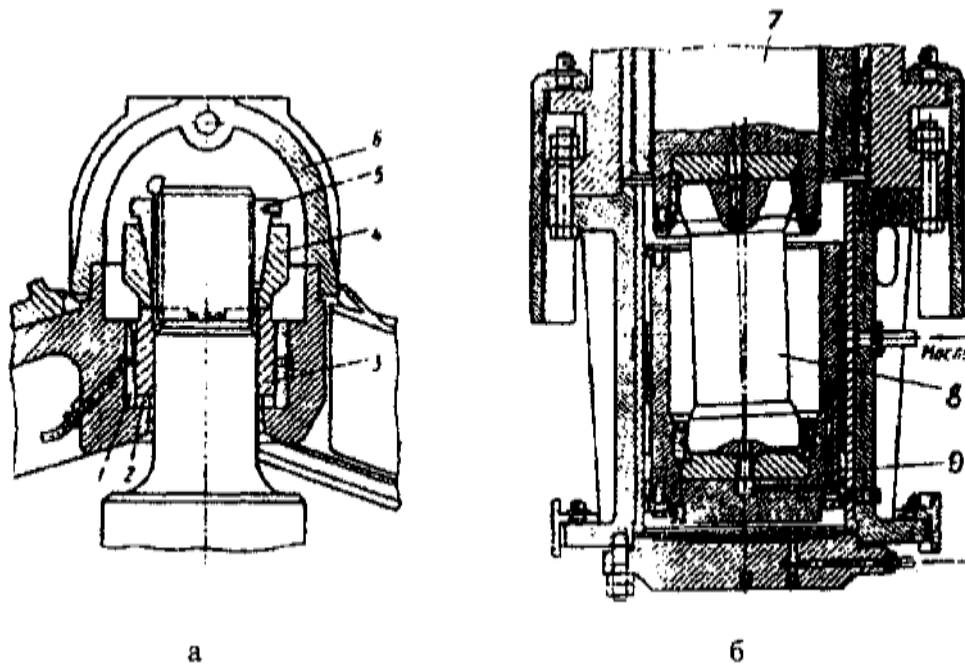
складається з двох кутів - α_1 і α_2 , і, як у щоконусних, не повинен бути більшим від подвійного кута тертя, тобто



а - конструкція; б - схема
Рисунок 3.3 - Конусна дробарка крупного подрібнення

Оптимальна частота обертання рухомого конуса визначається з умови забезпечення вивантаження кусків подрібненого матеріалу під дією власної ваги.

Об'єм матеріалу, що випадає за одне повне хитання рухомого конуса, дорівнює об'єму кільця, поперечний переріз якого являє собою трапецію $ABCD$. Висота кільця випадання $\alpha_1 + \alpha_2 \leq 2\gamma$



а - вузол підвісу конуса; б - опора рухомого конуса
Рисунок 3.4 - Вузли конусної дробарки

Кут захвату в конусних дробарках береться в інтервалі $\alpha_1 + \alpha_2 = 21...23^\circ$.

$$h = \frac{S_1 + S_2}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2} = \frac{2r}{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2},$$

де $S_1 + S_2$ - висота відходу рухомого конуса, м;

α_1, α_2 - кути твірних відповідно нерухомого та рухомого конусів з вертикаллю, град;

r - ексцентриситет хитань рухомого конуса, м.

Час, за який рухомий конус віддаляється від нерухомого, приймається таким, що дорівнює половині повного хитання рухомого конуса, кутова швидкість якого ω , с^{-1} :

$$t_1 = \frac{\pi}{\omega}.$$

Цей час має дорівнювати часу випадання кусків з висоти h , який визначається з умови вільного падіння кусків, тобто $t_2 = \sqrt{\frac{2h}{g}}$.

Прирівняємо вирази і визначимо оптимальну кутову швидкість рухомого конуса:

$$\omega = 4,9 \sqrt{\frac{\operatorname{tg} \alpha_1 + \operatorname{tg} \alpha_2}{r}}.$$

Щоб користуватися формулою в розрахунках, необхідно знати числове значення ексцентриситету r . Його величина береться в інтервалі $r = (0,01...0,02)B$,

де B - ширина завантажувального отвору, яка, як і для шоккових дробарок розраховується від розміру кусків матеріалу подрібнення D :

$$B = \frac{D}{0,75...0,8}.$$

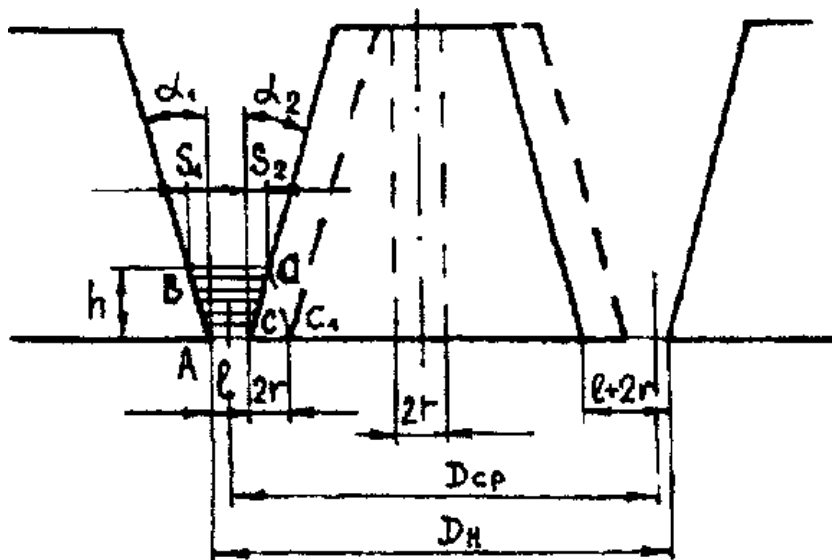


Рисунок 3.5 - Схема до розрахунку частоти обертання рухомого конуса

Продуктивність конусної дробарки крупного подрібнення визначається об'ємом щебеню V_0 , який випадає з дробарки за час однієї обкатки внутрішнього конуса, та числом обкаток n за одиницю часу: $\Pi = V_0 \cdot n$.

Об'єм щебеню, що випадає з дробарки за час однієї обкатки, дорівнює об'єму кільця перерізом $ABCD$. Тоді:

$$V_0 = \pi \cdot D_{сер} \frac{2e + S_1 + S_2}{r} n; G \frac{3600\pi \cdot D_{сер} \cdot 2r(e+r) \cdot n \cdot \mu}{\text{tg}\alpha_1 + \text{tg}\alpha_2},$$

де $D_{сер}$ - середній діаметр кільця щебеню, м;

e - розмір вивантажувальної щілини дробарки при зближених конусах;

n - число обкаток внутрішнього конуса, с^{-1} ;

μ - коефіцієнт розпушення готового продукту, $\mu = 0,35 \dots 0,5$.

Потужність двигуна дробарки визначається на основі використання виразу для роботи подрібнення:

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \Delta V,$$

де ΔV - об'єм кусків вихідного матеріалу.

За об'єм кусків матеріалу беруть різницю об'ємів кусків вихідного матеріалу діаметром D які розміщуються за довжиною кола з діаметром, що дорівнює середньому діаметру завантажувального кільцевого отвору $D_{сер}$, і кусків отриманого продукту діаметром $d_{сер}$, які розміщуються за довжиною кола з діаметром, що дорівнює середньому діаметру вивантажувального кільцевого отвору, тобто

$$V = \frac{\pi D^3}{6} \cdot \pi \cdot \frac{D_{сер}}{D} - \frac{\pi d^3}{6} \cdot \pi \cdot \frac{d_{сер}}{D}$$

Робота подрібнення

$$A = \frac{\sigma^2}{2E} \cdot \frac{\pi^2}{6} \cdot (D^2 \cdot D_{сер} - d^2 \cdot d_{сер}),$$

де σ , E - границя міцності та модуль пружності подрібнюваного матеріалу.

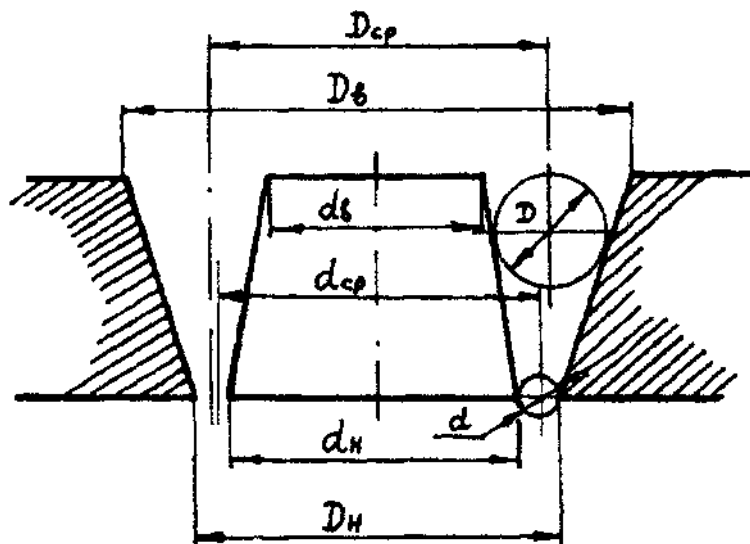


Рисунок 3.6 - Схема до розрахунку продуктивності та потужності конусної дробарки

Покладемо, що $D_{cp} \approx d \approx D_3$, де D_3 - діаметр зовнішнього конуса, і отримаємо вираз для визначення потужності двигуна, кВт:

$$N = \frac{\pi \cdot \sigma^2 \cdot \omega \cdot D_3 \cdot (D^2 - d^2)}{24000 E}$$

Установчу потужність двигуна можна також визначити за емпіричною формулою ВНДІМеханобру:

$$N_0 = 36 D^2 \cdot r \cdot n,$$

де D - діаметр основи рухомого конуса, м;

r - ексцентриситет вала в площині завантажувального отвору, м;

n - число хитань рухомого конуса за 1 хв.

Потужність електродвигуна ККП можна також визначити на основі діючих у дробарці навантажень від зусиль подрібнення. При цьому виникаючі навантаження від неврівноважених мас ексцентрика і рухомого конуса не враховують через їх незначну величину порівняно з навантаженнями від зусиль подрібнення. У наведеній розрахунковій схемі: F - рівнодійна сил подрібнення матеріалу, Н; G - сила ваги рухомого конуса, Н; $R_B R_r$ - вертикальна та горизонтальна реакції в підвісі рухомого конуса, Н; R_l - реакція в ексцентриковому стакані дробарки, Н, напрямлена, як і F , під кутом α до площини ексцентриситету. Усі наведені на схемі сили в кожний момент роботи дробарки перебувають у рівновазі й тому мають складати замішений багатокутник сил. Для подолання всіх сил опору, що виникають під час роботи дробарки від сил тертя в опорах і від F , на ексцентрику необхідно створити крутний момент, який складається з моментів:

- тертя в ексцентрику;
- горизонтальної складової рівнодійної сил подрібнення;
- тертя у верхньому підвісі від горизонтальної реакції;
- тертя у верхньому підвісі від вертикальної реакції.

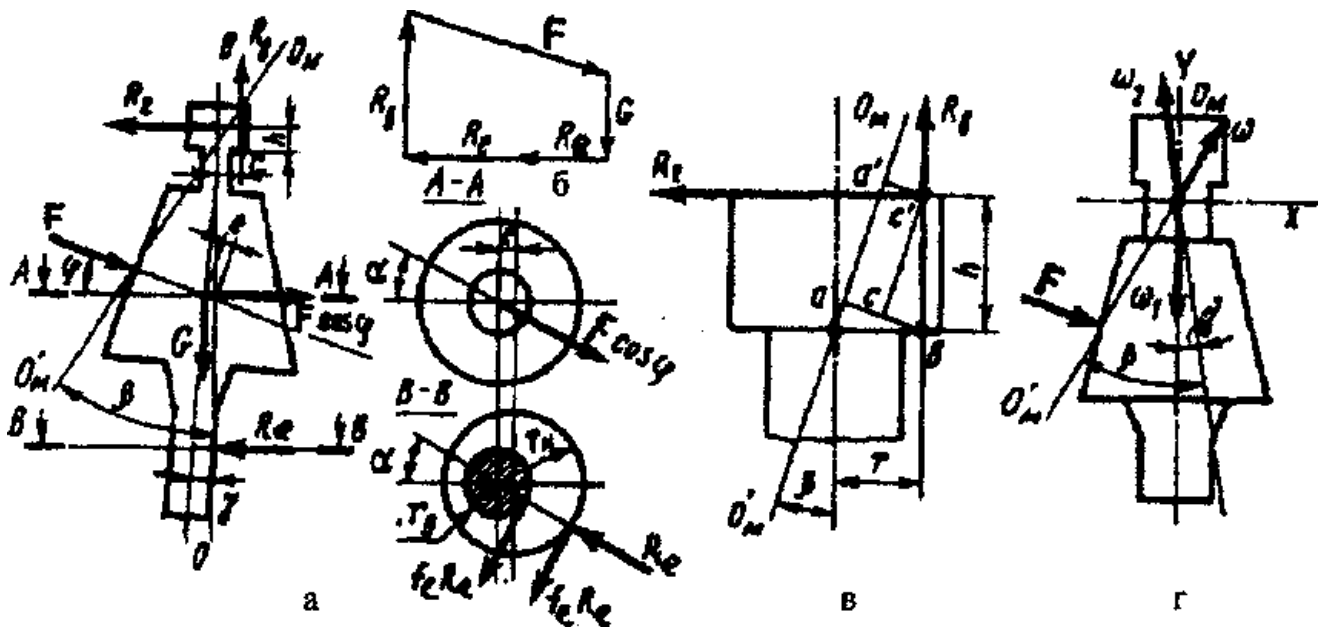


Рисунок 3.7 - Схема сил, що діють в конусних дробарках крупного подрібнення:
 а - розрахункова схема; б - багатокутник сил;
 в- сили, що діють у верхній опорі рухомого конуса;
 г - схема векторів швидкостей руху осі конуса

Момент тертя в ексцентрику, Н·м: $M_1 = R_1(r_6 + r_3) \cdot f_1$,

де r_6, r_3 - радіуси відповідно внутрішньої та зовнішньої поверхонь ексцентрика, м;

f_1 - коефіцієнт тертя ковзання на внутрішній і зовнішній поверхнях ексцентрика.

Момент горизонтальної складової рівнодійної сил подрібнення, зведений до осі ексцентрика, Н·м: $M_{Г.подр} = F \cdot \cos \varphi \cdot e \cdot \sin \alpha$,

де φ - кут між F і горизонталлю, град;

e - ексцентриситет вала конуса на рівні горизонтальної складової $F \cos \varphi$, м;

α - кут між рівнодійною сил подрібнення і площиною ексцентриситету ($\alpha \approx 20 \dots 30^\circ$).

Момент тертя у верхньому підвісі горизонтальної реакції, зведений до осі ексцентрика, Н·м:

$$M_2 = \frac{R_2 \cdot f_n \cdot |a'c'| \cdot \omega}{\omega^2},$$

де f_n - коефіцієнт тертя ковзання робочих поверхонь верхнього підвісу;

$a'c'$ - відстань від миттєвої осі обертання рухомого конуса до точки прикладання сили R_2 , м;

ω - кутова швидкість обертання рухомого конуса відносно миттєвої осі, рад/с;

ω_2 - кутова швидкість ексцентрика, рад/с.

З наведеної схеми випливає, що $a'c' = ac = ab - cb = r \cos \beta - h \sin \beta$,

де r - відстань від вертикальної осі до точки прикладання R_2 , м;

h - відстань від точки підвісу до опорної шайби, м;

β - кут між вертикальною віссю дробарки та миттєвою віссю обертання рухомого конуса.

Кутова швидкість обертання рухомого конуса відносно миттєвої осі визначається з рівняння проєкцій векторів кутових швидкостей на осях Y і X :

$$\omega_1 \cos \gamma = \omega_2 + \omega \cos \beta \quad \text{і} \quad \omega_1 \sin \gamma = \omega \sin \beta,$$

де γ - кут між вертикаллю і віссю рухомого конуса. Розв'яжемо цю систему рівнянь:

$$\frac{\omega}{\omega_2} = \frac{1}{\sin \beta \cdot \operatorname{ctg} \gamma - \cos \beta}.$$

З урахуванням цього виразу

$$M_z = \frac{R_z \cdot f_n (r \cdot \cos \beta - h \cdot \sin \beta)}{\sin \beta \cdot \operatorname{ctg} \gamma - \cos \beta}.$$

Момент тертя у верхньому підвісі від вертикальної реакції зведеного до осі ексцентрика M_B , за аналогією з M_z , Н·м:

$$M_B = \frac{R_z \cdot f_n \cdot |ab| \cdot \omega}{\omega_2} = \frac{R_B \cdot f_n \cdot r \cdot \cos \beta}{\sin \beta \cdot \operatorname{ctg} \gamma - \cos \beta},$$

де R_B - вертикальна реакція у верхньому підвісі, Н;

$ab - r \cos \beta$ - відстань від миттєвої осі обертання до точки прикладення R_B .

Крутний момент на ексцентрику $M_{кр}$, необхідний для подолання сил тертя в опорах і зусиль для подрібнення, Н·м: $M_{кр} = M_z + M_{z.др} + M_z + M_B$, а момент на валу двигуна дробарки, Н·м:

$$M_{дв} = \frac{M_{кр}}{i \cdot \eta},$$

де i - передаточне число привода дробарки;

η - ККД привода.

Тоді потужність двигуна, кВт:

$$P_{уст} = \frac{M_{дв} \cdot n}{1000},$$

де n - частота обертання вала двигуна, об/с.

Далі розглянемо конусні дробарки середнього і дрібного подрібнення.

Конусні дробарки для середнього (КСП) і дрібного (КДП) подрібнення значно відрізняються від дробарок крупного подрібнення насамперед профілем камери подрібнення, який утворюється нерухомим розширеним донизу конусом, що сприяє отриманню рівномірного за крупністю продукту. Дробарки КСП і КДП використовуються на другій і наступних стадіях подрібнення міцних абразивних гірських порід. За конструкцією ці дробарки, як правило, однакові за винятком камери подрібнення. Відмінність полягає в тому, що дробарки КСП мають менший розмір вивантажувальної щілини та збільшену довжину паралельної зони подрібнення.

Дробарки середнього та дрібного подрібнення складаються із станини, опорного кільця, нерухомого та рухомого конусів, привода й допоміжних пристроїв. Ширину вихідної щілини регулюють як вручну, так і з допомогою гідроциліндрів в сучасних конструкціях машин. Дробарка з регулюванням ширини вихідної щілини гідроциліндрами призначена для отримання продукту розміром 3...20 мм з

міцних абразивних гірських порід, граніту, базальтів, кварцитів та інших подібних матеріалів.

Рухомий конус дробарки 2 встановлений у станині 1 на підп'ятнику 12, а вал 18 рухомого конуса - в ексцентриковій втулці 17. У верхній частині рухомий конус має розподільну тарілку 6, що дозволяє рівномірно розподіляти матеріал в камері подрібнення. Корпус 5 нерухомого конуса виконаний з різьбою і виступом 22, який входить у паз корпусу 7 і з'єднаний різьбою з опорним кільцем 3, закріпленим на фланці 2 станини пружинами 13. Залежно від типорозміру дробарки таких пружин може бути 20...30. Привод дробарки 14 складається з клинопасової передачі, вала 15 і конічної зубчатої передачі 16.

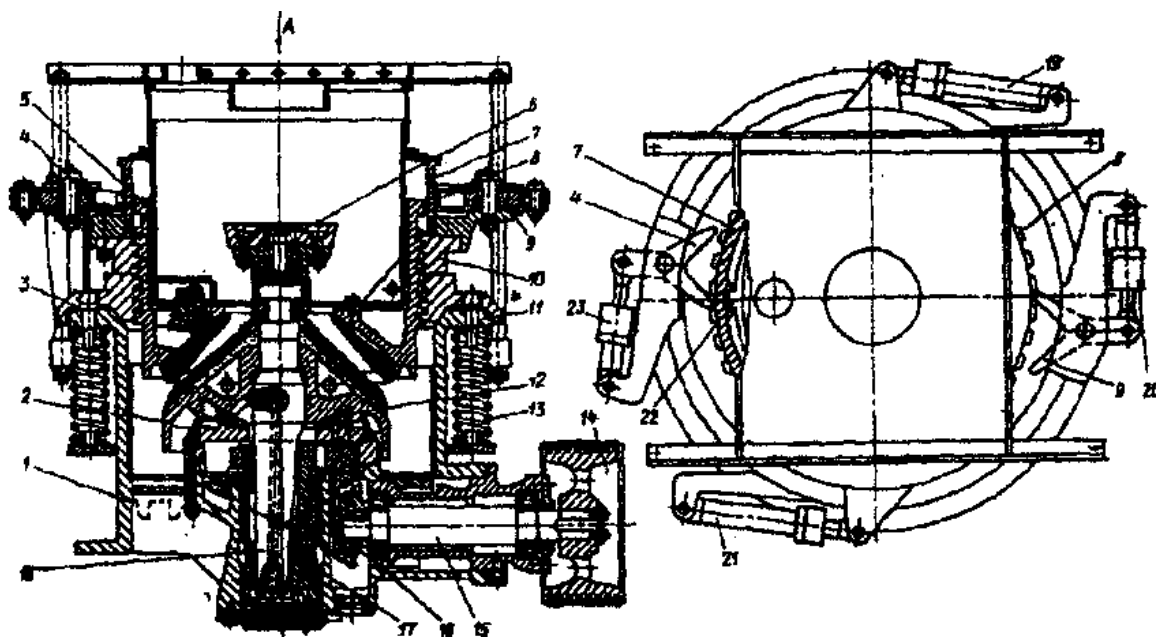


Рисунок 3.8 - Конусна дробарка з гідравлічним пристроєм для регулювання ширини вихідної щілини

У разі необхідності регулювання вивантажувальної щілини гідроциліндрами 19 і 21 відпускають контргайку 10, при цьому корпус 5 не обертається по різьбі опорного кільця 3, оскільки корпус 7, що з'єднаний з корпусом 5 виступом 22, стримується собачкою 4. Потім собачка 4 гідроциліндром 23 виводиться із зачеплення, а собачка 9 гідроциліндром 20 зчеплюється із зубчатим вінцем 8 і контргайка 10 з'єднується з корпусом 5. При обертанні контргайки 10 одночасно повертається корпус по різьбі кільця 3, змінюючи розмір вихідної щілини дробарки. Після закінчення регулювання собачка 9 виводиться із зчеплення, а собачка 4 входить у зчеплення із зубчатим вінцем 8 і гідроциліндри 19 і 21 затягують контргайку 10. Основними розрахунковими параметрами КСП і КДП є:

- частота обертання ексцентрикового стакану або число хитань рухомого конуса;
- продуктивність;
- зусилля, що витрачаються на подрібнення;
- потужність.

Частоту обертання ексцентрикового стакану визначають виходячи з таких допущень:

а) куски подрібнюваного матеріалу ковзають поверхнею дробильного конуса під дією сили ваги;

б) кожний кусок подрібнюваного матеріалу за час проходження паралельної зони має бути стиснутим дробильними поверхнями конусів не менше одного разу.

Розрахункова схема дробарки і сил, що діють на кусок матеріалу при вивантаженні, наведені на рис. Тіло масою m рухається вниз поверхні AB дробильного конуса з кутом нахилу γ (кут нахилу поверхні дробильного конуса до горизонту). Сила тертя ковзання тіла $F = fN = fG \cos \gamma$ напрямлена в бік, протилежний його руху (f - коефіцієнт тертя щебеню по матеріалу, $f = 0,35 \dots 0,4$). Сила руху тіла по нахиленій поверхні $T - F = G \cdot \sin \gamma - G \cdot f \cdot \cos \gamma = G \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma)$,

де G - сила ваги тіла;

F - складова сила ваги. Сила ця не змінюється, тому рух тіла - рівноприскорений. Якщо a - прискорення тіла, то $ma = T - F - G(\sin \gamma - f \cos \gamma)$ або

$$ma = mg \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma), \quad a = g \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma).$$

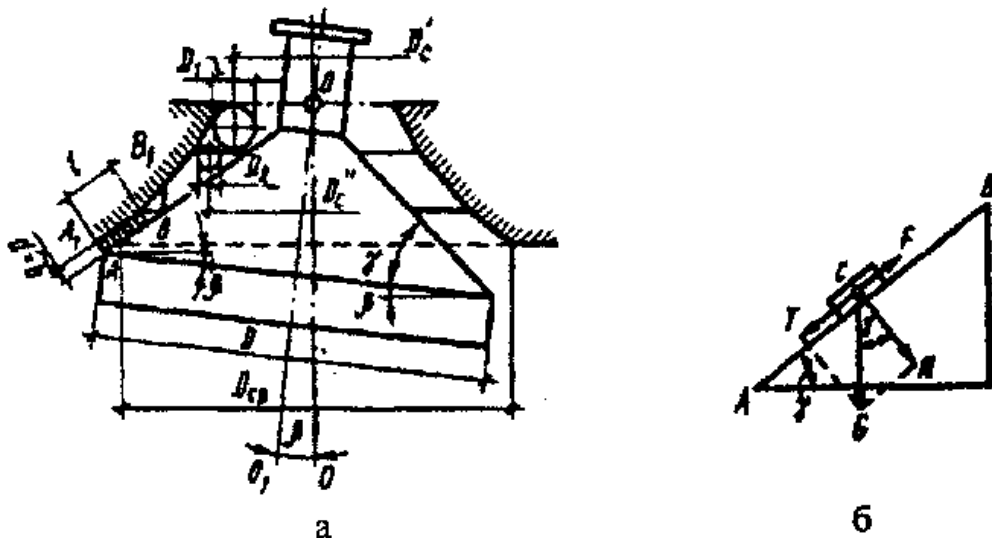


Рисунок 3.9 - Схема для розрахунку параметрів режиму роботи дробарок КСП і КДП: а - розрахункова схема; б - схема сил

Час, за який тіло C пройде паралельну зону подрібнення:

$$t_1 = \sqrt{\frac{2l}{a}} = \sqrt{\frac{2l}{g \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma)}}.$$

З іншого боку, час t_2 , за який тіло C пройде паралельну зону дробарки, має бути таким, що дорівнює або перебільшує час одного обороту ексцентрикової втулки: $t_2 = 1/n$ де n - частота обертання, об/с. Отже, $t_1 \geq t_2$, або

Звідси

$$\sqrt{\frac{2l}{g \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma)}} \geq \frac{1}{n}; \quad n \geq \sqrt{\frac{g \cdot (\sin \gamma - f \cdot \cos \gamma)}{2l}}.$$

Для визначення потужності електродвигуна конусних дробарок можна також скористатися й емпіричними формулами. Згідно з результатами дослідження В.О.Олевського, потужність КСП і КДП, кВт, можна визначити за формулою

$$P_{\text{уст}} = 12,6 D^2 \cdot n,$$

де D - в метрах, n - обертах за секунду.

4 Робочий процес, конструкції та визначення основних параметрів дробарок ударної дії

Робота дробарок ударної дії ґрунтується на принципі руйнування матеріалу, який надходить до дробарки, механічним ударом робочих органів, що обертаються, та подрібнення відкинутих кусків матеріалу об відбійні плити й колосники, встановлені всередині камери подрібнення.

Дробарки ударної дії призначені для крупного, середнього та дрібного подрібнення малоабразивних крихких матеріалів міцністю до 200 МПа (вапняк, доломіт, мармур тощо). Основним вузлом дробарки ударної дії є ротор, який має велику масу (до 20000 кг) і колову швидкість (20...80 м/с), що забезпечує ефективне подрібнення матеріалу. Головні параметри дробарок - діаметр D_p і довжина L_p ротора - входять в їх умовні позначення. Так, роторна дробарка крупного подрібнення з діаметром ротора 2000 мм і довжиною ротора 1600 мм має позначення ДРК20 х 16, а молоткова дробарка з $D = 2000$ мм і $L = 2000$ мм - М20 х 20.

Дробарки ударної дії мають просту конструкцію, надійні в роботі, зручні в експлуатації, видають якісний продукт подрібнення за формою зерен. Енергомісткість подрібнення в ударних дробарках нижча, ніж у розглянутих раніше, а ступінь подрібнення сягає 30...40. Недоліком цих дробарок є інтенсивне спрацювання робочих органів. Дробарки ударної дії поділяють на дві групи: молоткові, в яких робочі органи (молотки) шарнірно підвішені на диску-роторі, що обертається з великою швидкістю, та роторні, в яких робочі органи (били) жорстко закріплені на обертовому роторі; в цьому випадку сили удару по матеріалу зумовлена сумарною масою ротора та бил.

Молоткові дробарки бувають з одним і двома роторами, реверсивні та нереверсивні, з колосниковою решіткою та без неї.

Двороторні дробарки можуть бути з паралельним і послідовним розташуванням роторів. При паралельному розташуванні збільшується обсяг дробильного простору, що підвищує продуктивність дробарки, при послідовному - у першій камері відбувається „попереднє” крупне подрібнення матеріалу, а в другій - подрібнення матеріалу до необхідної величини. У результаті зростають ступінь подрібнення та якість продукту.

Недоліком молоткових дробарок з одностороннім обертанням ротора є швидке спрацювання молотків з одного боку. Реверсивні дробарки дозволяють подовжити строк служби молотків за рахунок спрацювання з двох боків і збільшити міжремонтний цикл дробарок. Наявність колосникової решітки дозволяє руйнувати матеріал, що знаходиться на ній, молотками, які обертаються.

Однороторна нереверсивна молоткова дробарка складається з ротора 1, корпусу 2, відбійної плити 6, відбійного бруса 7, двох колосникових решіток - підвісної 8 і висувної 9. Обертання ротора, встановленого в роликівих підшипниках 5, забезпечується електродвигуном 4 через пружну муфту 3. Корпус 2 зварний, має роз'єм на осі ротора у горизонтальній площині. Роз'ємні частини - станина і верхня частина - скріплюються між собою болтами. Внутрішні стінки корпусу футеровані змінними плитами, виготовленими із зносостійкого матеріалу. У верхній частині корпусу є два вертикальні роз'єми для розкриття передньої та задньої стінок з метою заміни молотків, відбійного бруса і футерувальних плит.

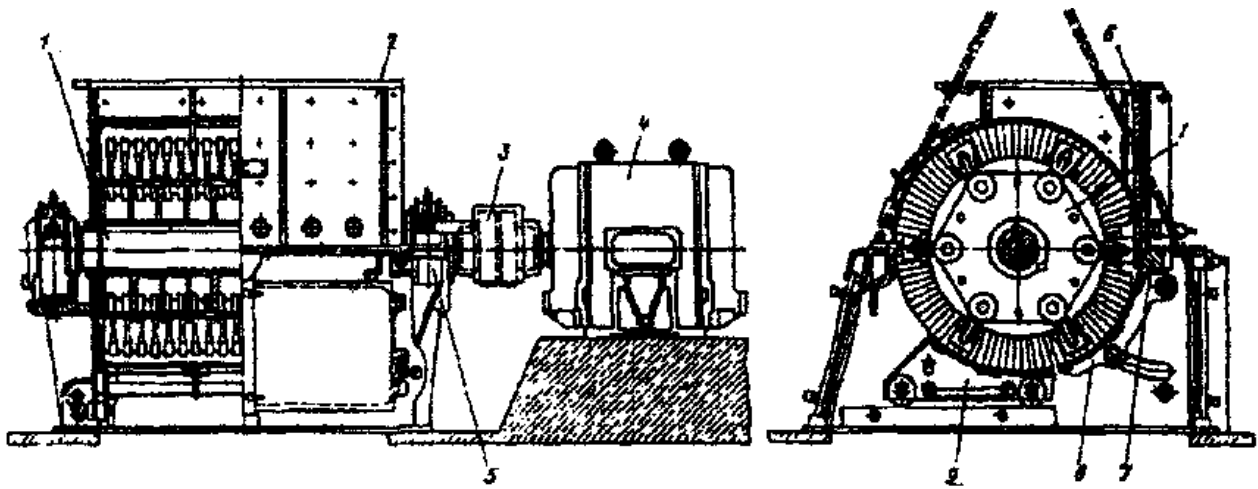


Рисунок 4.1 - Молоткова дробарка

Розрахунок молоткової дробарки складається з послідовного визначення таких параметрів:

$$\text{Діаметр ротора } D_p = 3d + 0,55,$$

де d - найбільший розмір кусків вихідного матеріалу, м; взагалі критичний розмір куска, який може зруйнуватися, визначається за формулою

$$d_{кр} = \frac{230 \cdot 10^{-5} \cdot \sigma_p}{\rho \cdot V_p^{1,5}},$$

де σ_p - границя міцності матеріалу на розтин, Па;

ρ - щільність подрібненого матеріалу, кг/м³;

V_p - швидкість удару, береться такою, що дорівнює коловій швидкості ротора, м/с ($V = 25 \dots 55$ м/с).

$$\text{Довжина ротора } L_p = (0,8 \dots 1,2) D_p.$$

$$\text{Довжина молотка (від осі підвісу до бойка) } L_m = (0,2 \dots 0,25) D_p.$$

$$\text{Довжина бойка } L_b = 0,5 L_m.$$

Продуктивність і затрачена енергія на подрібнення матеріалу залежать від фізико-механічних властивостей подрібнюваного матеріалу, частоти обертання молотків, їх маси, форми та кількості, а також від ступеня подрібнення.

$$\text{Продуктивність за умови } D_p > L_p, \text{ м}^3/\text{с: } \Pi = 1,66 D_p^2 \cdot L_p \cdot n, \text{ за умови } D_p < L_p$$

$$\Pi = 1,66 D_p \cdot L_p^2 \cdot n$$

де n - частота обертання ротора, об/с; D_p і L_p - в метрах.

Потужність двигуна визначають за емпіричною формулою, кВт:

$$P = (350 \dots 540) \Pi i,$$

де Π - продуктивність, т/с,

i - ступінь подрібнення.

Роторні дробарки для крупного (ДРК), середнього та дрібного подрібнення (ДРС) подібні й відрізняються числом відбійних плит і співвідношенням розмірів ротора. Камера подрібнення у ДРК утворюється ротором і двома відбійними плитами, у ДРС - ротором і трьома плитами. Одна з найбільш поширених ДРК показана на рис.

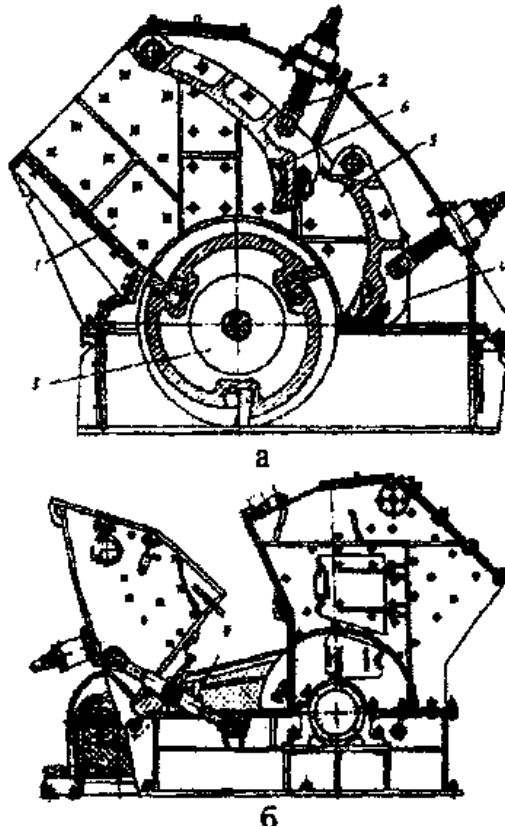


Рисунок 4.2 - Однороторна дробарка крупного подрібнення

Вихідний матеріал надходить по лотку 1 в зону обертання ротора 3, де підлягає ударам білами. Камера подрібнення, утворена ротором, верхньою 6 і нижньою 4 відбійними плитами, облицьована змінними плитами 5. Для регулювання ступеня подрібнення відстань між нижніми кромками відбійних плит і білами змінюється з допомогою підпружинених тяг 2, які одночасно є й механізмами захисту машини від поломок при попаданні в дробарку неподрібнюваних матеріалів. Верхня частина корпусу роз'ємна і складається з передньої і задньої частин. З допомогою домкрата задня частина рухається на шарнірі, який з'єднує корпус з рамою 3, що відкриває доступ до робочих органів для їх огляду і ремонту.

Методика визначення основних параметрів роторних дробарок подібна до молоткових, проте за рахунок жорсткого кріплення бил і через те що сила удару зумовлюється сумарною масою бил і ротора, діаметр ротора може бути значно меншим порівняно з молотковими.

Так, діаметр ротора, м: $D_p = 1,25d + 0,2$.

Довжина ротора, м; $L_p = (0,8...1,5)D_p$.

Для первинної стадії подрібнення доцільно застосовувати важкі дробильні ротори, а для вторинного та дрібного - дрібні багатобильні (4...6 бил) ротори.

Продуктивність роторних дробарок, м³/год:

$$\Pi = \frac{k_0 \cdot k_\beta \cdot L_p \cdot D_p^x}{V_p^m \cdot Z^s},$$

де k_0 - коефіцієнт, що залежить від фізико-механічних властивостей подрібнюваного матеріалу, його крупності, кута нахилу відбійних плит, форми та розміру бил ($k_0 = 480$);

k_β - коефіцієнт, що залежить від кута нахилу відбійної плити (при опущеній плиті $k_\beta = 1,3$, а при піднятій $k_\beta = 5,2$);

x - показник ступеня діаметра ротора, що залежить від форми камери подрібнення ($x = 1...2$);

V_p - колова швидкість ротора (для роторних дробарок $V_p = 20...50$ м/с);

z - кількість бил;

m, g - показники ступеня, що залежать відповідно від форми робочої камери та часу проникання всередину робочого кола ротора (змінюються від 0 до 1).

Потужність привода роторної дробарки, яка іде на руйнування матеріалу і визначається на основі оцінки енергії, що витрачається при ударі.

При співударянні жорстко закріпленого на роторі била з подрібнюваним тілом частина кінетичної енергії ротора передається матеріалу, спричиняючи його руйнування. Закон збереження енергії

$$E_0 = E_1 + E_2,$$

де E_0 - кінетична енергія ротора до співударяння з матеріалом;

E_1 - після співударяння;

E_2 - кінетична енергія, що витрачається на руйнування матеріалу при співударянні.

Кінетична енергія до співударяння з матеріалом, Дж: $E_0 = \frac{J \cdot \omega^2}{2}$,

де J - момент інерції обертальних мас ротора, кг·м²;

ω - кутова швидкість ротора до удару, с⁻¹.

Кінетична енергія ротора після співударяння, Дж:

$$E_1 = \frac{J \cdot \omega_1^2}{2},$$

де ω_1 - кутова швидкість ротора після удару, с⁻¹.

Кінетична енергія, що витрачається на руйнування матеріалу, Дж:

$$E_2 = \frac{J \cdot \omega_k^2}{2},$$

де m - маса матеріалу, що подрібнюється, кг;

V_k - швидкість руху куска після співударяння, м/с.

Враховуючи, що в момент співударяння кутові швидкості ротора та подрібнюваного матеріалу приблизно однакові, і виражаючи v_k через ω_1 , отримаємо

$$V_k = \omega_1 \cdot R,$$

де R - радіус ротора в точці удару, м.

Отже, закон збереження кінетичної енергії

$$\frac{J \cdot \omega^2}{2} = \frac{J \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{m \cdot R^2 \cdot \omega_1^2}{2}, \text{ звідки } \omega_1 = \omega \sqrt{\frac{J}{J + m \cdot R^2}}.$$

Кінетична енергія, що витрачається на руйнування матеріалу:

$$E_2 = E_0 - E_1 = \frac{J\omega^2}{2} - \frac{J^2\omega^2}{2(J + mR^2)}.$$

Отже, потужність, що витрачається на відновлення первісної енергії, Вт:

$$N = 1,55E_2\omega Z,$$

де Z - кількість бил на роторі.

5 Конструкції та визначення основних параметрів машин для помелу матеріалів

При виготовленні цементу, вапна, гіпсу і т. ін. використовують тонке подрібнення матеріалу - помел. Здійснюють його барабанним, ударними, вібраційними та струменевими млинами. Найпоширенішими для помелу є барабанні млини, в яких матеріал мелеться в барабані, що обертається, вільно падаючими молотильними кулями або циліндриками. Барабанні млини прості за конструкцією та надійні у роботі, проте мають такі недоліки, як значна витрата енергії (35...40 кВт год/т), низьке використання у робочому процесі об'єму барабана (35...45%), малі швидкості дії на матеріал молотильних тіл, а також значний шум при роботі. Барабанні млини класифікують:

- за режимом роботи: періодичної та безперервної дії;
- за способом помелу: сухого та мокрого помелу;
- за характером роботи: млини, що працюють за відкритим і замкнутим циклом;
- за формою молотильних тіл: кульові, стрижньові та самоподрібнення (без молотильних тіл);
- за способом вивантаження: з механічним і пневматичним вивантаженням;
- за конструкцією завантажувального й вивантажувального пристрою: через люк, через порожнисті цапфи, з периферійним вивантаженням;
- за конструкцією приводу: з центральним і периферійним приводом.

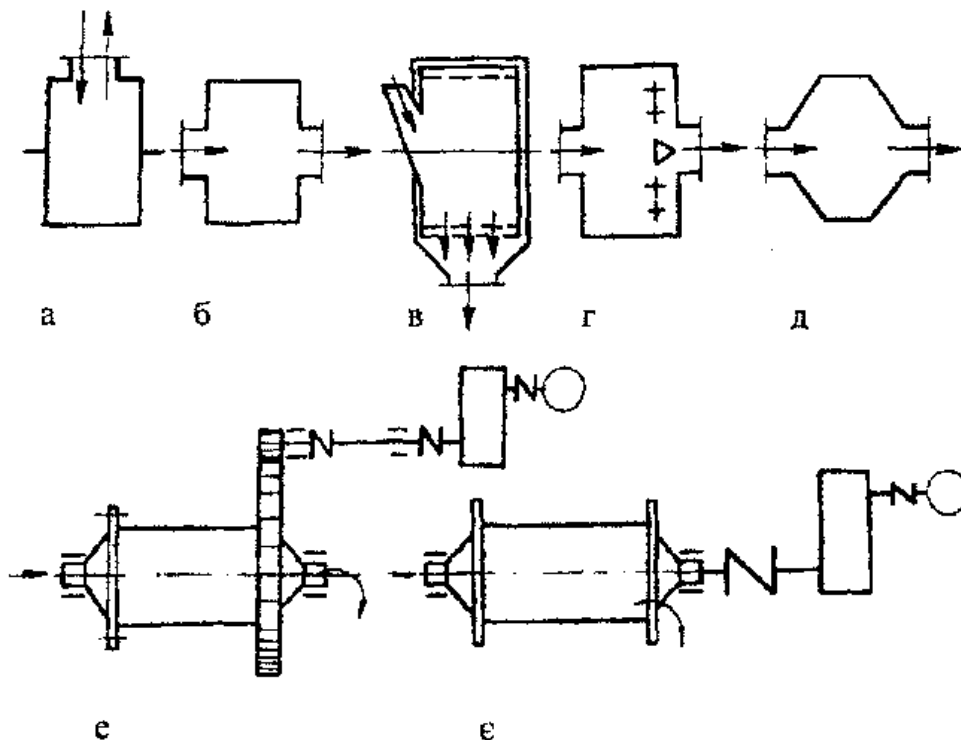


Рисунок 5.1 – Схеми барабанних млинів

Кутова швидкість барабана визначає характер руху молотильних тіл, від якого залежить інтенсивність подрібнення матеріалу в млині.

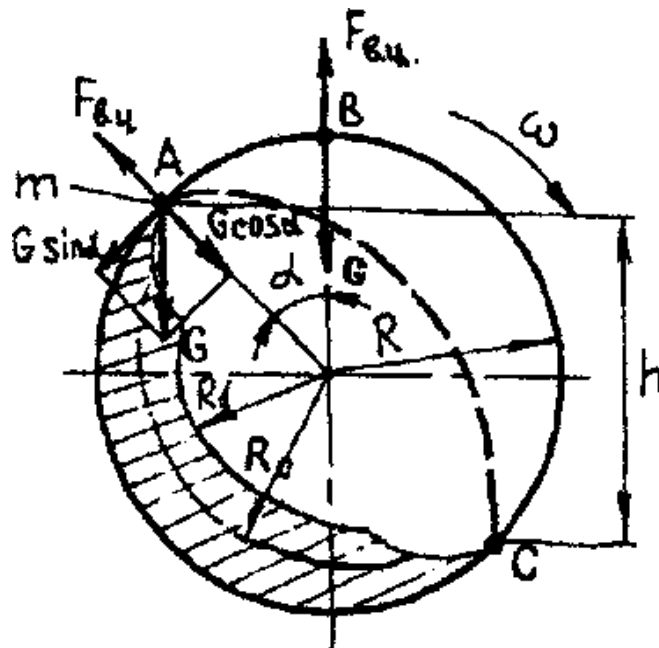


Рисунок 5.2 – Схема до визначення частоти обертання млина

У разі малої кутової швидкості барабана молотильні тіла і матеріал, що подрібнюється, зсуваються в бік обертання барабана і разом з ним піднімаються на таку висоту, де кут підйому α а дорівнює куту тертя. Звідси паралельними шарами молотильні тіла і матеріал скочуються каскадом униз. За каскадним режимом подрібнюється матеріал роздавлюванням і стиранням тілами, що перекочуються. При підвищенні частоти обертання млина до певної величини кут повороту завантаження молотильних тіл дещо збільшується. Тоді молотильні тіла (кулі або стрижні) піднімаються на деяку висоту, сходять з колової траєкторії і починають рухатися параболічною траєкторією. Такий водоспадний режим забезпечує подрібнення не тільки стиранням, а в основному ударами падаючих тіл, завдяки чому значно підвищується інтенсивність помелу. За надмірної кутової швидкості барабана значно зростають відцентрові сили, які стають більшими за сили тяжіння, і завдяки цьому молотильні кулі разом з матеріалом притискаються до стіни барабана й обертаються разом з ним і не відриваються навіть у точці B . Але робота подрібнення у цей час дорівнює нулю. Кутова швидкість, за якої виникає таке становище, називають критичною $\omega_{кр}$ і визначають з умови

$$F_{в.ц} = G,$$

де $F_{в.ц} = m \cdot \omega_{кр}^2 \cdot R$ - відцентрова сила, Н;

m - маса кулі, кг;

R - внутрішній радіус барабана, м;

G сила тяжіння, $G = mg$;

g - прискорення вільного падіння, m/c^2 .

Підставляючи значення $F_{в.ц}$ і F_m , отримуємо $m \cdot \omega_{кр}^2 \cdot R = mg$, звідки критична кутова швидкість

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{R}} = \frac{3,14}{\sqrt{R}}.$$

Теоретично оптимальну кутову швидкість барабана можна отримати з умови забезпечення максимальної висоти падіння кулі, яка визначається координатами точки відриву кулі від стінки (точка A) і точки зіткнення її з барабаном після падіння (точка C).

У точці A на кулю діють сили: відцентрова $F_{в.ц}$, тяжіння G і тертя ковзання по стінці барабана T (значенням останньої можна знехтувати завдяки підпорі верхніх частинок нижніми.) З урахуванням цього відрив кулі від стінки барабана в точці A виникатиме, якщо $F_{в.ц} \leq G \cdot \cos \alpha$ (де α - кут підйому кулі, $\alpha = 35...40^\circ$).

$$\text{З урахуванням } F_{в.ц} = m \cdot \omega_{кр}^2 \cdot R, \text{ а } G = mg, \omega_{opt} = \sqrt{\frac{g \cdot \cos \alpha}{R}}.$$

Теоретично показано, що найвигіднішим кутом відриву кулі є кут $54^\circ 40'$, оскільки за більшого кута куля закидатиметься на протилежну стінку, не здійснивши подрібнення, а за меншого - не матиме достатньої енергії для руйнування матеріалу. З урахуванням $\alpha = 54^\circ 40'$ оптимальна кутова швидкість

$$\omega_{opt} \approx \frac{2,38}{\sqrt{R}}.$$

Кількість обертів барабана (обертів/хв):

- для млинів сухого помелу $n = 32/\sqrt{D}$;
- для млинів мокрого помелу із внутрішнім діаметром барабана $D \geq 1,25$ м $n = 35/\sqrt{D}$;
- для млинів мокрого помелу із внутрішнім діаметром барабана $D < 1,25$ м $n = 40/\sqrt{D}$;
- для млинів із броньовими плитами $n = 28/\sqrt{D}$.

На ефективність роботи барабанних млинів значно впливає маса молотильних тіл. За малої кількості молотильних тіл не забезпечується достатній підпір і кулі скочуватимуться, не піднявшись на оптимальну висоту. За надмірної кількості молотильних тіл подрібнення матеріалу знижується через малий простір для переміщення тіл. Ступінь завантаження барабана молотильними тілами характеризується коефіцієнтом завантаження K_3 - відношенням площі поперечного перерізу шару завантаження S (у спокійному стані) до площі поперечного перерізу барабана, тобто

$$K_3 = \frac{S}{\pi R^2} = \frac{m}{\pi R \cdot L K_p \rho},$$

де m - маса молотильних тіл, кг;

R - внутрішній радіус барабана млина, м;

L - внутрішня довжина барабана млина, м;

K_p - коефіцієнт розпушення завантаження (табл. 2);

ρ - щільність матеріалу молотильних тіл (для сталі $\rho = 7850$ кг/м³, для гальки $\rho = 2600$ кг/м³). Звідси оптимальна маса молотильних тіл, кг:

$$m = \pi R^2 K_3 K_p L \rho.$$

Найкращі результати подрібнення забезпечуються при $K_3 = 0,26...0,32$.

Розмір молотильних тіл (кульок) (мм) визначається за емпіричною залежністю:

$$D_{III} = 28\sqrt[3]{d},$$

де d - найбільший діаметр кусків матеріалу, що поступають на помел, мм. За даними таблиці 4 обираються молотильні тіла.

Визначається завантаження барабана. При оптимальному значенні K_3 відстань від центра барабана до рівня завантаження $a = 0,16R$.

Продуктивність барабанних млинів залежить від багатьох чинників: фізико-механічних властивостей матеріалу, тонкості подрібнення, розмірів молотильних тіл, конструктивних особливостей млинів, режимів роботи, виду помелу (сухий чи мокрий) і т. ін. Через це теоретичний розрахунок продуктивності фактично неможливий, і тому використовують емпіричні формули

$$\Pi = 6,45\sqrt{D} \left(\sqrt{\frac{G}{V}} \right)^{0,8} \cdot qk,$$

де D - внутрішній діаметр млина, м;

G - маса молотильних тіл, т;

V - внутрішній об'єм млина, м³;

q - питома продуктивність млина, т/кВт·год, що залежить від матеріалу та способу помелу (див. табл. 5.2), у середньому $q = 0,04 \dots 0,06$ т/кВт·год;

k - коефіцієнт, що залежить від тонкості помелу (для 0,09 мм $k = 0,86 \dots 1,17$).

Таблиця 5.1 - Основні дані про молотильні тіла

Молотильні тіла	Розмір, мм	Маса 1 шт., гр.	Маса 1 м ³ , кг	Кількість в 1 т, шт	Коефіцієнт розпушення K_p
Стальні кульки	Діаметр				
	30	111	4850	9000	0,62
	40	263	4760	3800	0,61
	50	514	4708	1960	0,60
	60	889	4660	1120	0,595
	80	2107	4620	460	0,59
	100	4115	4560	240	0,58
	125	8038	4528	120	0,57
Короткі циліндричні тіла	Діаметр х Довжина				
	16х30	468	4438	—	0,565
	20х40	980	4389	—	0,56
	25х40	1500	4340	—	0,556
Галька	Поперечина				
	40	84	—	11900	—
	65	360	1400	27800	—
	90	950	1700	1050	—
	125	2550	—	392	—

Таблиця 5.2 - Питома продуктивність барабаних млинів $q, \frac{т}{кВт} \cdot год$

Матеріал	Помел	
	Вологий	Сухий
Мергель із опором розмелюванню:		
високим	0,04...0,06	0,04...0,05
середнім	0,07...0,09	0,06...0,07
низьким	0,1...0,12	0,08...0,1
Шихта вапняку та глини із опором розмелюванню:		
високим	0,05...0,07	0,05...0,06
середнім	0,07...0,09	0,07...0,08
низьким	0,1...0,15	0,08...0,1
Шихта:		
крейда + глина	0,15...0,25	–
доменний шлак + вапняку із високим опором розмелюванню	–	0,03...0,04
доменний шлак + вапняку із середнім опором розмелюванню	–	0,04...0,06
Клінкер печей, що обертаються	–	0,036...0,04
Шлаки доменні гранульовані	–	0,03...0,04
Опока	–	0,05...0,06
Пісок кварцовий	–	0,03

Продуктивність млинів, що проектуються, може бути розрахована на основі подібності останніх з впровадженими вже у виробництво механізмами, в яких відомі конструктивні характеристики та технологічні показники:

$$П = \frac{100}{\beta - \alpha} K_{\phi} \cdot K_{кр} K_{ор} \cdot K_m \cdot q_0 \cdot V,$$

де α, β - вміст розрахункового класу відповідно в подрібненому та вихідному продуктах;

K_{ϕ} - коефіцієнт змінювання діаметра млина, $K_{\phi} = \sqrt{\frac{D_n}{D_e}}$, де D_n - діаметр

барабана млина, що проектується; D_e - діаметр барабана відомого млина;

$K_{кр}$ - коефіцієнт крупності живлення;

$K_{ор}$ - коефіцієнт подрібнення порівнюваних матеріалів (для м'яких порід $K_{ор} = 1,5...2,0$, для порід середньої твердості $K_{ор} = 1$, для твердих матеріалів $K_{ор} = 0,5...0,7$);

K_m - коефіцієнт, що враховує відмінність у порівнюваних млинах (при переході від млина з центральним завантаженням до млина з вивантаженням крізь щілину $K_{ор} = 1,15...1,25$, при переході наскрізь $K_{ор} = 0,8...0,87$);

q_0 - питома продуктивність відомого млина за розрахунковим класом, т/(м³·год);

V - об'єм млина, що проектується, м³.

Потужність двигуна барабаних млинів визначається за енергією на підйом молотильних тіл і матеріалу, надання їм кінетичної енергії і на подолання сил тертя в механізмах приводу та опорах барабана.

Робота A_1 , що витрачається на піднімання, Дж:

$$A_1 = (m + m_M)gh$$

де m_M - маса матеріалу, що подрібнюється, $m_M = 0,14m$ - при сухому помелу стальними кульками, $m_M = (0,1 \dots 1,0)m$ - при мокрому помелу галькою.

Для визначення висоти h необхідно знати радіус і середній кут відриву. Без значних похибок можна всі шари завантаження, які рухаються на своїх радіусах, замінити одним зведеним (редукованим) шаром радіуса

$$R_0 = \sqrt{\frac{R + R_I^2}{2}},$$

де R і R_I - відповідно внутрішній радіус барабана і відстань від центра барабана до внутрішнього шару завантаження. При коефіцієнті заповнення барабана 0,3 радіус $R_0 = 0,86R$.

$$\text{Кут відриву частинок зведеного шару } \cos \alpha_0 = \frac{R_0 \omega^2}{g}.$$

Враховуючи, що

$$R_0 = 0,86R, \text{ і } \omega_{opt} = \frac{2,38}{\sqrt{R}}, \text{ маємо } \cos \alpha_0 = \frac{0,86 \cdot R \cdot 2,38^2}{gR} \approx 0,5, \text{ де } \alpha = 60^\circ.$$

Тоді висота підйому завантаження зведеного шару

$$h = 4R \cdot \sin^2 \alpha_0 \cdot \cos \alpha_0 \approx 1,3R.$$

Остаточно $A_1 = 1,3(m + m_M)gR$, Дж.

Робота A_2 , що витрачається на надання молотильним тілам і матеріалу кінетичної енергії

$$A_2 = \frac{mR_0^2 \cdot \omega^2}{2} = \frac{mR_0^2}{2} \cdot \left(\sqrt{\frac{g \cdot \cos \alpha_0}{R_0}} \right)^2, \text{ або з урахуванням } R_0 \text{ і } \alpha_0$$

$$A_2 = 0,214(m + m_M)gR, \text{ Дж.}$$

Отже, загальна робота на один цикл циркуляції завантаження (Дж):

$$A = A_1 + A_2 = 1,514(m + m_M)gR.$$

Потужність двигуна, необхідна для роботи подрібнення (Вт):

$$P_{подр} = \frac{A \cdot \omega \cdot Z}{2\pi},$$

де Z - число циркуляцій (обертаність кулькового завантаження за один оборот барабана).

Експериментальні дослідження і розрахунки показують, що один оберт барабана здійснюється $Z = 1,64$ циркуляції.

Частку потужності двигуна на подолання сил тертя (Вт) визначають за залежністю

$$P_T = M_T \cdot \omega = F_n \cdot \mu \cdot r_u \cdot \omega,$$

де F_n - навантаження на підшипнику;

μ - коефіцієнт тертя в підшипниках;

$r_{ц}$ - радіус цапфи.

Загальна потужність двигуна, Вт:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{подр}} + P_m}{\eta},$$

де η - ККД приводу, $\eta = 0,9 \dots 0,92$.

Серед інших конструкцій млинів звертають на себе увагу млини з підвищеною швидкістю руху робочих органів. Це кульовий кільцевий), валковий і роликово - маятниковий млини; їх використовують для тонкого помелу матеріалів середньої та малої міцності (каолін, шпат, магнезії). У таких машинах подрібнення досягають роздавлюванням і частково стиранням матеріалу між циліндричними, конічними або кульоподібними поверхнями роликів 2 і плоскими або криволінійними поверхнями кільця 1 при їх взаємному розміщенні і при обертанні від привода 4. Оскільки маса роликів невелика, то в деяких конструкціях вони притискаються до матеріалу, що подрібнюється з допомогою пружин 3 або відцентровими силами інерції. Кутова швидкість обертання приводного вала в таких млинах 10...30 рад/с.

Один з найбільш важливих параметрів цих млинів - кутова швидкість, рад/с:

Для кульових млинів

$$\omega = k \sqrt{\frac{fg}{R}},$$

де k - коефіцієнт, що враховує угнутість жолоба кільця ($k = 1,2$);

f - коефіцієнт тертя матеріалу по металу;

R - радіус кільця, м.

Для валкових млинів (див. рис, 2.27,б)

$$\omega \leq \sqrt{\frac{fg}{r}},$$

де r - радіус тарілки, м.

Для роликово - маятникових млинів

$$\omega = (320 \dots 500) \sqrt{\frac{B}{mR}},$$

де B - ширина ролика, м;

m - маса ролика, кг;

R - відстань від осі обертання хрестовини до осі ролика, м.

Тонкість помелу матеріалів має важливе значення для інтенсифікації різних технологічних процесів. Так, збільшення тонкості помелу цементу на 60...70% дозволяє майже вдвічі підняти його марку і скоротити час тверднення, що дає суттєву економію при виготовленні виробів на основі цементу. Машина, які забезпечують таку тонкість помелу називають машинами для понадтонкого помелу. Серед різних конструкцій найбільш поширений вібраційний млин.

Такий млин складається з корпусу 1, в якому на підшипниках 3 встановлений неврівноважений (дебалансовий) вал 2, який обертається двигуном 4, Корпус млина віброізолюють від фундаменту пружинами 5. При обертанні вала за рахунок його дебалансу виникає відцентрова сила F_0 , яка спричинює вібрацію корпусу

су, де всередині розміщуються молотильні тіла. Завдяки великій частоті коливань ($\omega = 25 \dots 50 \text{ c}^{-1}$) молотильні тіла інтенсивно діють на матеріал і подрібнюють його. Характерним з точки зору роботи машини є те, що тіла і матеріал, що є у млині поволі повертаються в бік, протилежний напрямку обертання дебалансного вала. Такий рух пояснюється тим, що прискорення $a_m > g$. Параметри цих млинів розраховують на основі розгляду млинів як динамічних систем, рух яких описується диференціальним рівнянням виду $m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \cdot \cos \omega t$.

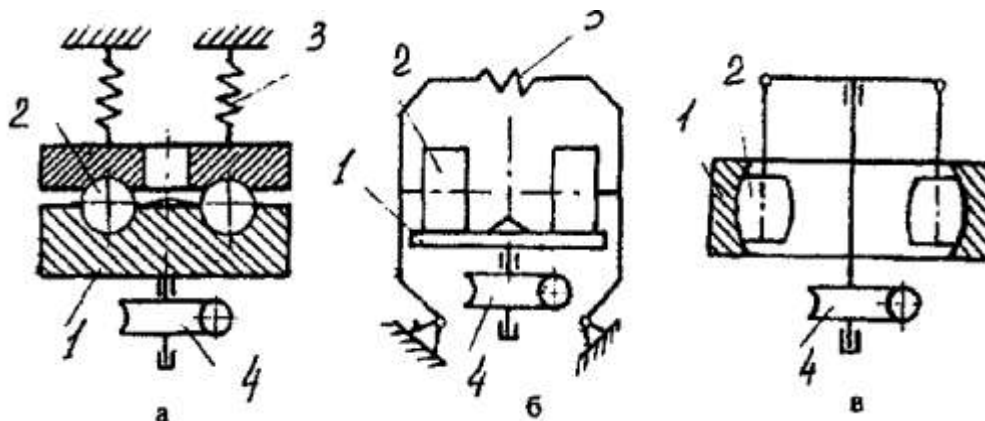


Рисунок 5.3 - Млини з підвищеною швидкістю руху робочих органів:
а - кульовий; б - валковий; в - роликово - маятниковий

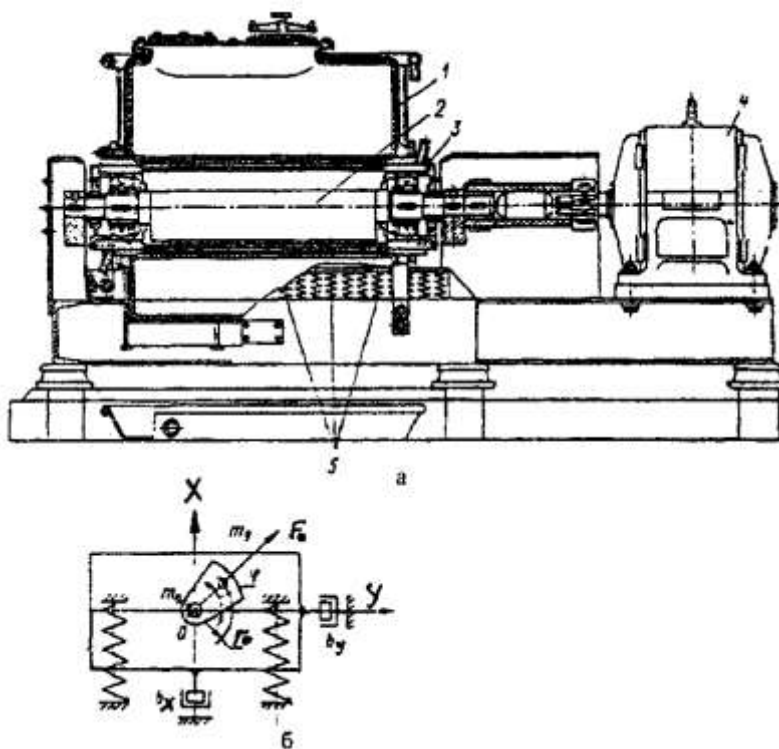


Рисунок 5.4 - Схема вібраційного млина: а - конструктивна; б – розрахункова

Рівняння складене на основі розгляду сил, що діють в системі, де m_k - маса системи, яка коливається і включає масу корпусу m_k , масу матеріалу m_m молотильних тіл m_m і масу дебалансного вала m_g тобто $m = m_k + m_g + \alpha(m_m + m_m)$.

Коефіцієнт α враховує приєднання завантаження до коливань ($\alpha \approx 0,2 \dots 0,3$).

Коефіцієнт опору b оцінює сили розсіяння енергії і в реальних умовах роботи млинів не впливає на динаміку машини. Коефіцієнт пружності C визначають з

умов роботи млина: відношення частоти вібрації ω до частоти власних коливань ω_0 приймають у межах $\omega/\omega_0 = 4 \dots 5$. Такий режим називають зарезонансним, оскільки власна частота менша від частоти вібрації, і тоді $c = m\omega_0^2$.

Силу F_0 називають вимушеною і визначають за формулою

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2,$$

де $m_0 r_0$ - статичний момент неврівноваженої маси m_0 дебалансного вала;
 r_0 - відстань від центра обертання до центра неврівноваженої маси.

Слід зазначити, що рівняння описує рух млина за умов, коли вісь обертання вала збігається з віссю центра мас системи, а реакції опор проходять через центр мас пружин. У такому разі траєкторія коливань буде близькою до колової. Якщо ці умови не виконуються, то необхідно розглянути коливання і по осі Y .

Розв'язання рівняння для сталих коливань має вигляд:

$$x = x_0 \cos(\omega t - \varphi),$$

де x_0, φ - відповідно амплітуда і початкова фаза коливань.

Підстановкою і після відповідних перетворень матимемо розв'язок для x_0 і φ :

$$x_0 = \frac{F_0}{\sqrt{(c - m\omega^2)^2 + (b\omega)^2}}; \quad \varphi = \arctg \frac{b\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}.$$

З урахуванням реального робочого режиму млина ($b = 0$) формула набере вигляду $x_0 = \frac{m_0 r_0 \omega^2}{c - m\omega^2}$.

За відомих x_0 і ω з технології послідовно визначають m, c і $m_0 r_0$.

Потужність млина складається з потужності на коливання P_k і тертя в опорах P_{mp} .

Потужність на коливання, Вт, визначають як добуток сили F_0 на швидкість $x_0 \omega$ $P_k = \frac{F_0 x_0 \omega}{2}$, а потужність на тертя в опорах - за відомою залежністю в подібних механізмах.

Загальна потужність двигуна

$$P = \frac{P_k + P_m}{\eta}$$

де η - ККД привода.

Визначальними параметрами барабанних млинів є діаметр D і довжина L барабана. Вважається, що при відношенні $L/D = 2 \dots 3$ млини мають назву барабанні з відповідними молотильними тілами (кульовими, стержньовими), а при $L/D = 3 \dots 6$ - трубні млини. Ці параметри, тобто L і D входять і в позначення млинів. Наприклад, млин 0,9x1,8 - це млин з діаметром 0,9 м і довжиною 1,8 м.

Конструкції основних вузлів різних барабанних млинів багато в чому аналогічні. Установлений у підшипниках 2 барабан 3 приводиться в обертання двигуном 9 через редуктор 7 і проміжний вал 5. Матеріал, що подрібнюється, подається в барабан завантажувальним пристроєм 1, а готовий продукт вивантажується з допомогою вивантажувального пристрою 6. У середній частині барабана розташована вивантажувально-завантажувальна міжкамерна секція 4. Млин має систему централізованого змащення 11 для обслуговування редуктора і підшипників

барабана. Для виконання ремонтних робіт у млині передбачений допоміжний привод 8.

Для зниження температури і зняття статичної електрики, що виникає в другій камері при стиранні клінкеру з добавками, в млин розподільною системою труб і форсунок насосом 10 подається вода.

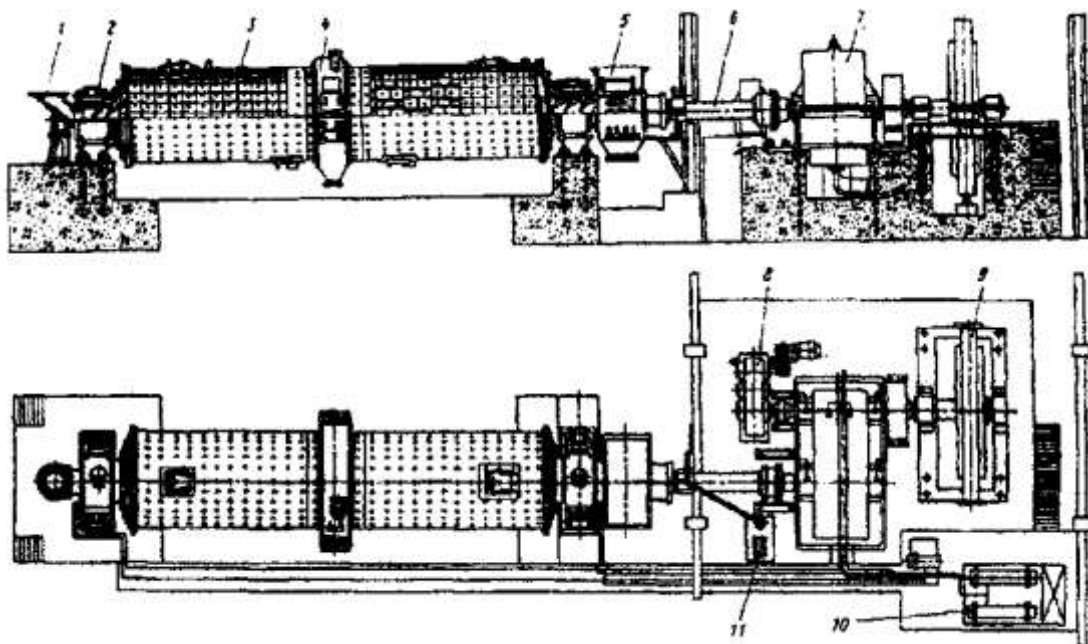


Рисунок 5.5 - Двокамерний трубний млин

Основні розрахункові параметри барабанних млинів:

- кутова швидкість барабана;
- маса молотильних тіл;
- продуктивність.

6 Обладнання для повітряної сепарації матеріалів

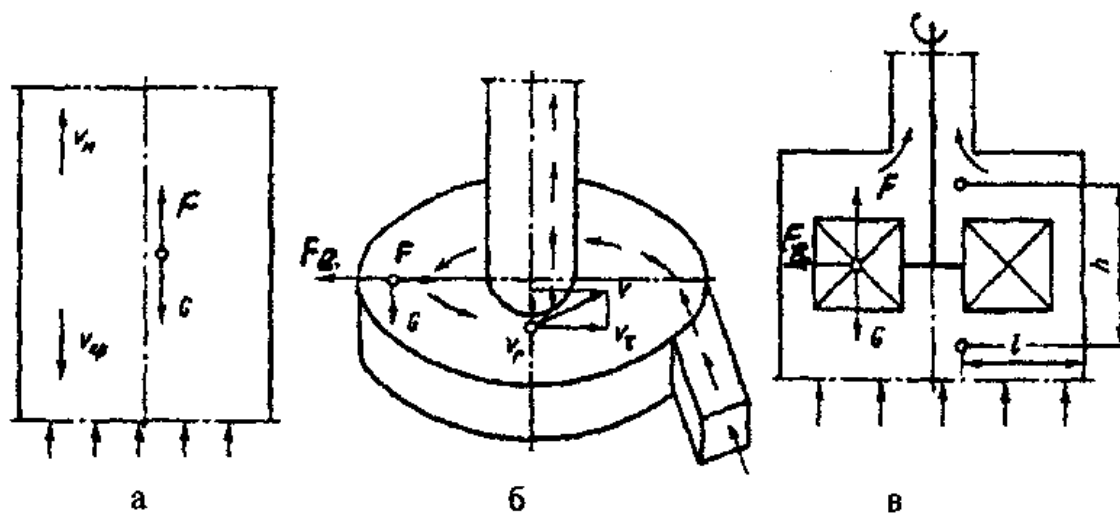


Рисунок 6.1 - Зони руху частинок при сепарації: а - вертикальна; б - протічійно - відцентрова; в - поперечно-відцентрова

Повітряну сепарацію (сортування) застосовують при поділі на фракції матеріалу розмірами менше 1 мм, тобто тоді, коли механічні грохоти вже неефективні. Цей спосіб оснований на використанні дії сил тяжіння, тертя, відцентрових або їх сумісної дії на частинки матеріалу, що рухаються в повітряному потоці. Отже, енергоносієм є повітря, а процес сепарації залежить від типу обладнання та співвідношення діючих сил і тиску повітря.

На рис. зображені три характерні зони руху частинок. Напрямок руху частинки у вертикальному повітряному потоці залежить від співвідношення двох сил, аеродинамічної F і тяжіння G , що діють спочатку. Можливі такі переміщення частинок

$$F \langle G; \quad F = G; \quad F \rangle G.$$

У першому випадку частинка опускатиметься вниз, у другому - перебуватиме в рівноважному стані, у третьому - рухатиметься вверх. Визначимо швидкість руху частинки за умови її рівноважного стану. Аеродинамічна сила, що діє на частинку, може бути знайдена з формули Ньютона:

$$F = ma = m \frac{V}{t} = \frac{m}{t} V = \rho S \frac{V_0^2}{2}.$$

З урахуванням коефіцієнта форми частинки c і залежності $S = (\pi d^2)/4$

$$F = c \rho_n \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{V_0^2}{2},$$

де ρ - щільність повітря, кг/м³;

d - зведений діаметр частинки; м;

V_0 - середня швидкість обтікання частинки повітрям.

Коефіцієнт форми частинки зводить останню до кулеподібної форми: $c = k_\phi c_0$, де $k_\phi \approx 1,0$ для кулеподібних, для овальних $k_\phi = 1,1$, для пірамідальних $k_\phi = 1,5$, для видовжених $k_\phi = 1,76$, для голкових $k_\phi = 3,8$;

c_0 - коефіцієнт аеродинамічного опору руху кулеподібної форми частинки, що залежить від режиму руху повітря, який оцінюється числом Рейнольдса. При швидкостях руху повітряного потоку 4...20 м/с і крупності частинок 0,1... 1,0 мм число Рейнольдса дорівнює 50...2000. Для такого режиму

$$c_0 = 13 \sqrt{\frac{\mu}{\mu_0 d}}$$

де кінематична в'язкість повітря $\mu = 1,5 \cdot 10^{-5}$ м²/с.

Сила тяжіння, що діє на частинку

$$G = mg = \rho_m \cdot \mu_D = \rho_m \frac{\pi d^3}{6} g,$$

де ρ_m - щільність матеріалу частинки.

Прирівняємо значення сил: $c \rho_n = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \frac{V_0^2}{2} = \rho_m \frac{\pi d^3}{6} g$.

Звідси швидкість $V_B = \sqrt{\frac{4 \rho_m d_D}{3 k_\phi c_0 \rho_n}}$.

Швидкість V_B , за якої частинка перебуває у рівновазі, називають критичною (рос. - „скоростью витания”). Якщо швидкість повітряного потоку V_{II} перевищує

критичну швидкість V_B ($F > G$), то частинка матиме деяку швидкість відносно стінок камери, яка дорівнює цьому перевищенню, тобто $V_n = V_n - V_B$. Чим менший розмір частинок і їхня щільність, тим менша критична швидкість. За умови $F < G$ швидкість частинки V_n менша за швидкість V_n і тоді частинка падатиме вниз.

У протитечійно - відцентровій зоні поділу (повітря рухається по спіралі). Дрібні частинки, для яких аеродинамічна сила повітря більша за відцентрову силу

$$\frac{\rho_m \cdot \pi \cdot d^3 \cdot V_D^2}{6R} = \frac{c_0 \cdot k_\Phi \cdot \rho_\Pi^2 \cdot V_p^2 \cdot \pi \cdot d^2}{8}$$

F_B , рухаються до центра, а крупні - до периферії. Умова рівноваги частинок при $F_B = F$.

Звідси знаходять той діаметр частинок, які відокремлюються, тобто граничний розмір:

$$d = \frac{3k_\Phi \cdot c_0 \cdot \rho_\Pi \cdot V_p^2 \cdot R}{4\rho_m \cdot V_D^2},$$

де V_p і V_D - дотична і радіальна складові швидкості потоку повітря, м/с.

У відцентровій поперечно-поточній зоні поділу на частинку діють такі сили: відцентрова F_B , аеродинамічна сила повітря F , напрямлена вверх, і тяжіння G . Крупні частинки, на які переважно впливають відцентрові сили, рухаються в горизонтальному напрямку до периферії, при дотику до стінки гублять швидкість і осідають вниз. Дрібні частинки виносяться потоком вверх. Частинки граничного розміру протягом деякого часу переміщуються по вертикалі на відстань h і по горизонталі на відстань l .

Межу поділу можна визначити з умови рівноваги часу руху частинки по вертикалі $l_{вер}$ і горизонталі $l_{гор}$: $l_{вер} = l_{гор}$ або

$$\frac{n}{V_{вер}} = \frac{l}{V_{гор}}$$

де $V_{вер}$ і $V_{гор}$ - швидкість частинки відповідно по вертикалі й горизонталі.

Швидкість руху частинки по вертикалі $V_{вер} = V_n - V_{сим}$.

Швидкість руху частинки в горизонтальному напрямку визначають з умови рівноваги дій відцентрової сили й аеродинамічної сили повітря на частинку в радіальному (до центра) напрямку:

$$V_{гор} = \sqrt{\frac{4\rho_m \cdot a_D \cdot d}{3c_0 \cdot k_\Phi \cdot \rho_n}}$$

де a_D - доцентрове прискорення, м/с².

Підставивши значення швидкостей $V_{вер}$ і $V_{гор}$, знайдемо межу поділу частинок

$$d = \frac{3k_\Phi \cdot \rho_n \cdot l^2 \cdot V_n^2}{4\rho_m \left(l \sqrt{\frac{g}{c_0}} + h \sqrt{\frac{a_D}{c_0}} \right)^2}$$

Використання формул дає змогу визначити технологічні параметри необхідного поділу на фракції, а наведені можливі зони поділу використовують у конструкціях спеціальних апаратів - сепараторах.

Сепаратори за характером дії сил на матеріал бувають гравітаційні, відцентрові та комбінаційні; за напрямком руху повітряного потоку - з вертикальним, горизонтальним або спіральним рухом; за конструкцією - прохідні та циркуляційні, з винесеним і вмонтованим вентилятором.

Характерними конструкціями повітряних сепараторів є прохідні та циркуляційні.

Прохідні сепаратори застосовують в установках, де сепарація матеріалів здійснюється з допомогою стиснутого повітря. При цьому суміш стиснутого повітря та вихідного матеріалу надходить патрубком до корпусу сепаратора 2. Стиснуте повітря, розширюючись в сепараторі, губить свою швидкість і за рахунок цього крупні частинки випадають із суміші під дією сил тяжіння і видаляються по патрубку 7. Далі потік аеросуміші проходить через тангенціально встановлені лопати 4 напрямного апарата у внутрішній конус 3. У напрямному апараті потік отримує обертальний рух і під дією відцентрових сил дрібні частинки відкидаються до стінок конуса, сповзають по них і видаляються по трубі 6. Найдрібніші частинки відносяться повітряним потоком по трубі 5 у збірник. Межа поділу регулюється поворотом лопастей 4 або зміною тиску вихідної в сепаратор суміші.

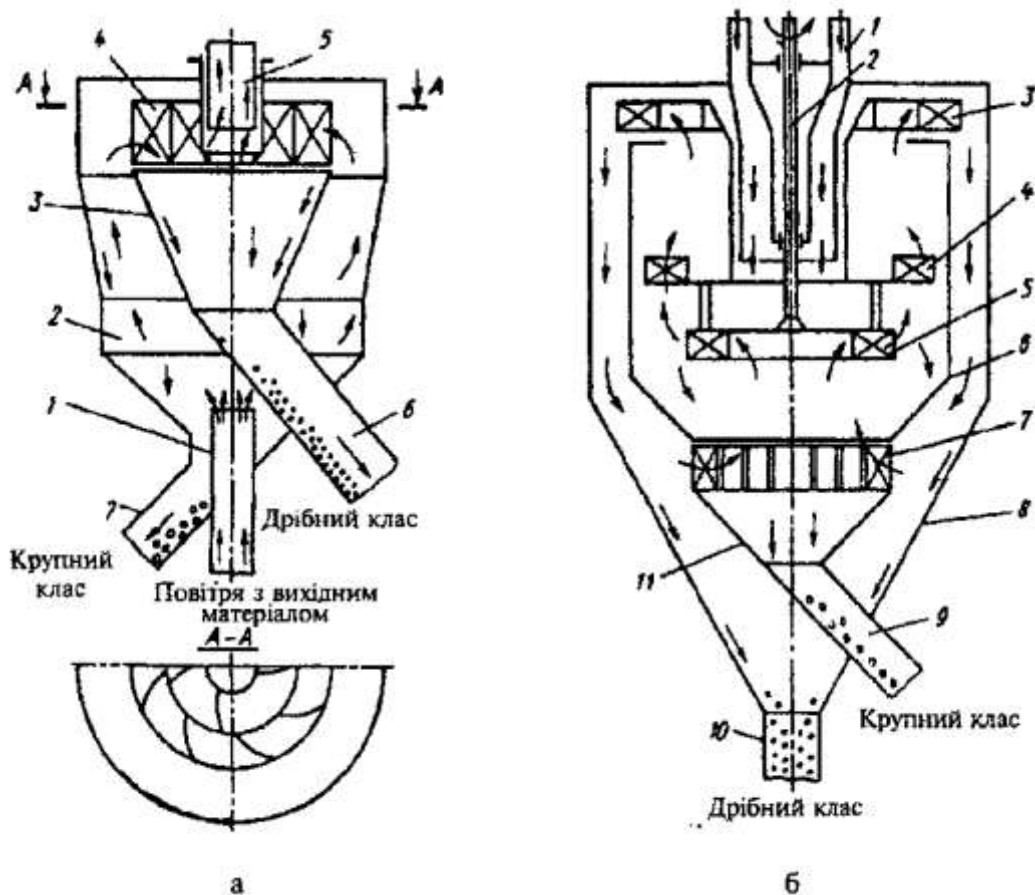


Рисунок 6.2 - Схеми сепараторів: а - прохідний, б – циркуляційний

Циркуляційні сепаратори більш компактні й економічні. Матеріал, що має сортуватися, надходить патрубком 1 на тарілку 5, закріплену на валу 2, з якої скидається під дією відцентрових сил. Дрібні частинки підхоплюються висхідним потоком повітря, створеним вентилятором 3, подаються в зону обертання крильчатки 4, де більш крупні з них під дією відцентрових сил відкидаються до стінок внутрішнього корпусу 6 і сповзають донизу. Найдрібніші частинки разом з повітрям

проходять через вентилятор і попадають у простір між зовнішнім і внутрішнім конусами, де відкидаються відцентровими силами до стінок зовнішнього корпусу 8, втрачають швидкість і зсипаються вниз трубою 10, а повітря через жалюзі 7 повертається у внутрішній конус. Крупні частинки, відкинуті з тарілки, падають вниз або притискуються до стінок корпусу 6, де вже зі зменшеною швидкістю через воронку по трубі 9 виводяться із сепаратора. Режим роботи сепаратора регулюється зміною кута розведення лопастей крильчатки або кута установки лопаток жалюзі.

Через складність процесів руху частинок у двофазовому потоці повітряні сепаратори розраховують за формулами, виведеними дослідним шляхом з використанням емпіричних коефіцієнтів.

Основні розрахункові параметри:

- необхідна витрата газу;
- об'єм сепаратора;
- діаметр сепаратора;
- висота лопастей крильчатки головної зони поділу (для циркуляційних сепараторів);
- зовнішній діаметр вентилятора.

Необхідна витрата газу, м³/год:

$$Q = \frac{\Pi}{\delta},$$

де Π - продуктивність по дрібній фракції, відома з технічних умов кг/год;
 δ - гранична концентрація дрібної фракції в газі ($\delta \approx 0,3$ кг/м³).

Об'єм сепаратора, м³:

$$V = \frac{Q}{K},$$

де K - напруження об'єму сепаратора, м³/(м³/год). Числові значення K залежно від дисперсності готового продукту такі:

Дисперсність (повний залишок на ситі)	4...6	6...15	15...30
Коефіцієнт K	2000	25000	35000

Діаметр сепаратора, м³: $D = 1,33\sqrt[3]{V}$.

Висота лопатей крильчатки головної зони поділу (над розкидаючим диском) для циркуляційних сепараторів, м:

$$h = 14,7 \frac{Q}{d} \sqrt[3]{\left(k_{\phi} \frac{\rho_z}{4\rho_m}\right)^2 - \frac{\mu}{R_k^5 (xn)^4}},$$

де d - межа поділу, м;

μ - кінематична в'язкість газу, м²/с;

R_k - радіус крильчатки, м;

x - коефіцієнт, що враховує ступінь захвату газу в процесі обертання ($x=0,6...0,8$);

n - частота обертання крильчатки, об/с.

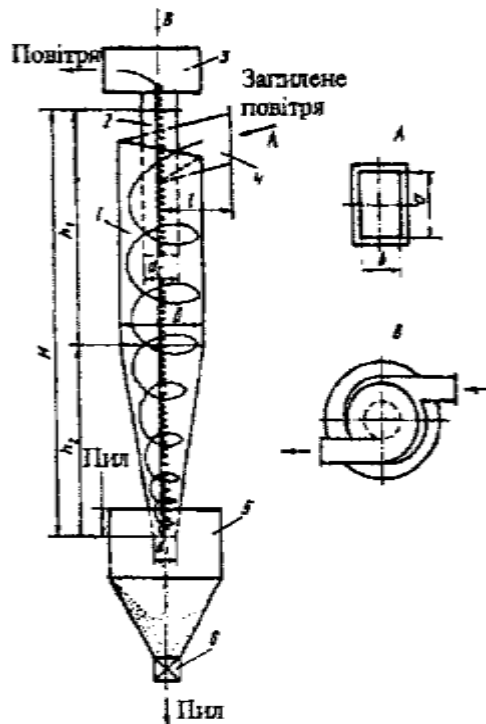


Рисунок 6.3 - Схема циклона

Для виокремлення з газів (повітря), що використовувались енергоносіями в сепараторах, твердих частинок і для запобігання забрудненню навколишнього середовища застосовують механічне сухе очищення в циклонах (з допомогою матерчатих фільтрів), електричним або мокрим способом.

У циклон заповнене повітря надходить через тангенціальне вмонтований патрубок 4 по дотичній. Завдяки цьому повітря рухається по спіралі корпусу 1 вниз по нерухомій гвинтовій лопаті (або кришку циліндра виготовляють з гвинтовою поверхнею). Частинки відцентровими силами відкидаються до зовнішніх стінок, переміщуються вниз в бункер 5 і через спеціальну засувку 6 виводяться з циклона. Очищене повітря піднімається вихлопною трубою 2 в завитку 3. Швидкість повітряної суміші на вході в циклон 15...25 м/с. Коефіцієнт очищення у відцентрових циклонах 70...90% при заповненості 200...400 г/м³ і мінімальному розмірі осідаючих частинок 5...10мкм. Продуктивність циклонів по пилоповітряній суміші залежно від їхніх габаритних розмірів складає 1500...15000 м³/год. Оскільки ефективніше очищення забезпечується в циклонах малого діаметра, то їх об'єднують у групи (батареї), тобто заповнена суміш послідовно переходить із циклона в циклон, поки не здійсниться необхідне очищення газу чи повітря.

Тип циклона вибирають з допомогою спеціальних залежностей умовного ступеня очищення газу від умовного часу його перебування в циклоні за мінімальних зведених витратах, де враховані конструктивні, технологічні та експлуатаційні показники.

Діаметр циклона:

$$D = 0,49t \cdot \gamma \cdot \sqrt[3]{k_y \cdot k_e} \geq k \cdot c_{ex},$$

де t_y - умовний час перебування газу в циклоні, с ($t_y \approx 0,2$ с);

k_y і k_e - коефіцієнти, що залежать від типу циклона і умов експлуатації; k - коефіцієнт, що враховує адгезійні властивості пилу, слабкозлиплого пилу $k = 2$, для середньозлиплого пилу $k = 4$; для сильнозлиплого пилу $k = 8$;

c_{ex} - початкова заповищеність повітря, кг/м³.

Кількість циклонів в одній устатці

$$Z = \frac{4Q}{\pi D^2 V_2},$$

де Q - витрата заповищеного повітря при заданій температурі, м³/с;

V_2 - швидкість газу (повітря), м/с.

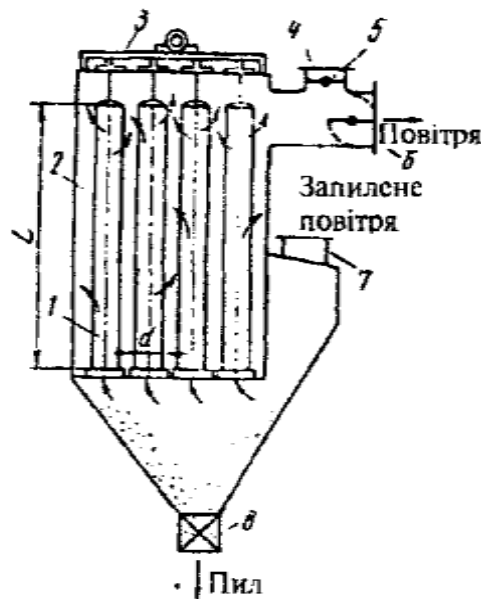


Рисунок 6.4 - Схема матерчаного рукавного фільтра

У матерчанних рукавних фільтрах забезпечується очищення газу за рахунок того, що його пропускають всередину через патрубок 7 рукавів 1, встановлених у корпусі 2. Пройшовши крізь пори, очищений газ виходить через клапани 5 в отвори 4 і 6, піднімається вгору. Для очищення рукавів на рухомій частині корпусу встановлений спеціальний кулісний механізм - струшувач 3. Під дією цього механізму пил осідає у збірник, звідки виводиться через засувку 8. Ступінь очищення газів у рукавних фільтрах сягає 99, 9%.

Головна характеристика рукавного фільтра - загальна площа поверхні S його рукавів Z . Оскільки під час роботи фільтра із зворотним продуванням частина його рукавів $Z_{пр}$ переключається на регенерацію, загальна площа поверхні, м²:

$$S = S_{\phi} \frac{Z}{Z - Z_{пр}},$$

де S_{ϕ} - розрахункова поверхня фільтрації, м². При імпульсному продуванні $S = S_{\phi}$.

Для фільтрів, що мають n секцій, кількість рукавів, які працюють одночасно на продування, $Z_{пр} = \frac{Z}{n}$.

Для односекційних фільтрів

$$Z_{пр} = (0,15 \dots 0,20)Z.$$

Розрахункова поверхня фільтрації

$$S_0 = \frac{Q_z + Q_{пр} + Q_n}{q_{\phi}} \geq \frac{m_{ex}}{q_m},$$

де Q_T - витрата запоорошеного повітря (газу), що надходить до фільтра, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{пр}}$ - витрата газу на продування, $\text{м}^3/\text{с}$;

$Q_{\text{пр}} = (0,1 \dots 0,2)Q_T$; $Q_{\text{п}}$ - те саме, але на підсмоктування, $\text{м}^3/\text{с}$;

$q_{\text{ф}}$ - допустиме питоме навантаження фільтра по газу,

$$q_{\text{ф}} = (0,8 \dots 1,0) \cdot 10^{-2} \text{ м}^3/(\text{м}^2 \cdot \text{с});$$

m^2 - масова витрата пилу на вході у фільтр, $\text{г}/\text{с}$;

q_T - допустима питома запоорошеність тканини фільтра, $q_T = (0,2 \dots 0,3) \text{ г}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$.

Витрата підсмоктуваного повітря залежить від температури запоорошеного повітря t_2 , якщо температуру останнього необхідно понизити до температури суміші $t_c < t_{\text{доп}}$ за рахунок підведення холодного повітря, то кількість підсмоктуваного повітря

$$Q_n = Q_2 \frac{\rho_2(t_2 - t_c)}{\rho_n(t_c - t_n)},$$

де ρ_2 і ρ_n - відповідно щільність газу і підсмоктуваного холодного повітря, $\text{кг}/\text{м}^3$;

t_n - температура атмосферного повітря, $t_n \approx 20^\circ\text{C}$.

Якщо запоорошений газ надходить у фільтр з температурою $t_T < t_{\text{доп}}$, то $Q_n = (1,0 \dots 1,1)Q_2$.

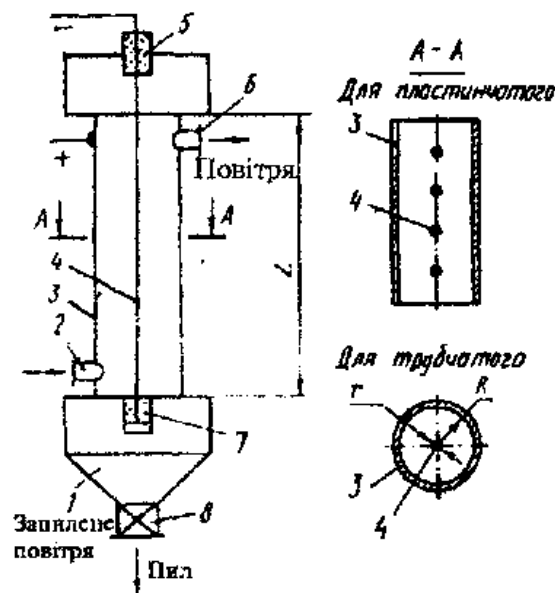


Рисунок 6.5 - Схема електрофільтра

Електричний спосіб застосовують на другому ступені очищення, оснований цей спосіб на іонізації частинок, що знаходяться в газі при пропусканні крізь нього в електричному полі високої напруги (до 75000 В). Частинки пилу електризуються в електростатичному полі, створеному установленими на ізоляторах 5 і 7 електродами, відскакують від коронуючого електрода 4, осідають на електроді 3. Далі частинки попадають у камеру 1 і виводяться через засувку 8. Запоорошене повітря потрапляє в патрубок 2, а очищене - виходить через патрубок 6. В електрофільтрах виокремлюються частинки крупністю до 5 $\mu\text{м}$, гарантується ступінь очищення до 99%. Електрофільтри успішно застосовують для очищення гарячих (до 350°) газів. Аеродинамічний опір у таких фільтрах незначний (менший за 150

Н/м²), що вигідно відзначає їх від матерчанних фільтрів. Швидкість руху газів у фільтрі 0,9...1,5 м/с. Витрати енергії складають близько 0,3кВт/год на 1000 м³ газу.

7 РОБОЧИЙ ПРОЦЕС, КОНСТРУКЦІЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ГРОХОТІВ

7.1 Загальні відомості про процеси сортування будівельних матеріалів.

Ефективність грохочення

Подрібнений матеріал повинен пройти фазу поділу на окремі сорти за крупністю. Цей процес називають сортуванням. Сортування можна здійснювати механічним (грохочення), повітряним (сепарація), гідравлічним (класифікація) або магнітним (сепарація) способами.

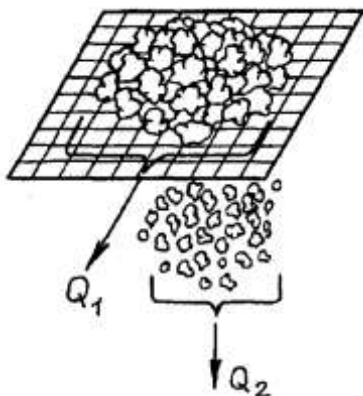


Рисунок 7.1 - Розподіл матеріалу на ситі

Найбільшого поширення при сортуванні в промисловості будівельних матеріалів дістав механічний спосіб, завдяки своїй простоті та ефективності. При механічному способі сортування матеріал розподіляється по крупності просіюванням його з допомогою спеціальних машин - грохотів. (Тому цей спосіб і називають грохоченням.) Робочим органом грохота є сито, або решето. Матеріал, який надходить на сито, називають вихідним продуктом, зерна матеріалу, які залишаються на ситі - надрешітним, або верхнім, продуктом Q_1 , а та частина, яка пройде через отвори сита, - підрешітним, або нижнім, продуктом Q_2

Технологічний процес сортування характеризується такими основними показниками: ефективністю грохочення, продуктивністю, чистотою продукту.

Ефективність грохочення - це відношення ваги зерен підрешітного продукту до ваги зерен нижнього класу, що міститься у вихідному матеріалі

$$E = \frac{C_H - C'_H}{C_H} 100\%$$

де C_H - вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, %;

C'_H - вміст зерен нижнього класу, що не пройшли крізь сито, %.

Ефективність грохочення залежить від часу перебування матеріалу на ситі (який визначається в основному швидкістю руху суміші по ситі та кутом нахилу останнього), від співвідношення довжини та ширини сита, його конструкції. Рациональне співвідношення довжини та ширини сита - 2,5:1. При цьому зі збільшен-

ням довжини сита до 2...2,5 м ефективність грохочення зростає, а при подальшому її збільшенні вона практично не змінюється. Тому для грохочення кам'яних матеріалів рекомендується довжину сита брати не меншою від 2,5 м. Щодо конструкцій поверхонь, то найпоширенішим типом є плетені дротяні сита з „живим” пере-різом до 80% і ефективністю грохочення до 95%. У листових ситах „живий” пере-різ не перевищує 55%, що зумовлює ефективність грохочення до 80%.

Для визначення ефективності грохочення можна скористатися емпіричною залежністю

$$E = ek'_1k'_2k'_3,$$

де e - еталонна ефективність грохочення для середніх умов (табл.7.1);

k'_1 - коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота (табл.7.2);

k'_2 - коефіцієнт, що враховує процентний вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі (табл.7.2);

k'_3 - коефіцієнт, що враховує процентний вміст у нижньому класі зерен розміром, меншим за половину розміру отвору сита (табл. 7.2).

Таблиця 7.1 - Значення коефіцієнта e , %

Тип грохота	Щебінь	Гравій
Горизонтальний з напрямленими коливаннями	89	91
Горизонтальний з коловими коливаннями	86	87

Таблиця 7.2-Значення коефіцієнтів

Кут нахилу, град	k'_1	Вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, %	k'_2	Вміст у нижньому класі зерен розміром, меншим за половину розміру отвору сита, %	k'_3
0	1,0	20	0,86	20	0,9
9	1,07	30	0,9	30	0,95
12	1,05	40	0,95	40	0,98
15	1,03	50	0,97	50	1,0
18	1,0	60	1,0	60	1,01
21	0,96	70	1,02	70	1,03
24	0,88	80	1,03	80	1,04

Ефективність характеризує повноту поділу вихідного матеріалу, але не визначає якість продукту грохочення, ця характеристика оцінюється засміченням, тобто відсотковим вмістом у ньому зерен, розмір яких виходить за межі розмірів цього продукту.

Показником чистого надрешітного продукту грохочення є відношення ваги зерен нижнього класу, що не пройшли крізь сито, до ваги цієї фракції

$$K_4 = \frac{C'_H}{(100 - C'_H) + C'_H}.$$

Продуктивність грохота

$$П = m q S k_1 k_2 k_3,$$

де m - коефіцієнт, що враховує нерівномірність живлення, форму зерен матеріалу та тип грохота;

q - питома продуктивність сита, $(\text{м}^3/\text{год})/\text{м}^2$;

S - площа сита, м^2 ;

k_1 - коефіцієнт, що залежить від вмісту зерен нижнього класу у вихідному матеріалі;

k_2 - коефіцієнт, що залежить від вмісту у нижньому класі зерен, розмір яких менший за половину розміру отвору сита;

k_3 - коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота.

Числові значення k_1, k_2, k_3 коефіцієнтів наведені в табл. 2, а коефіцієнта m - в табл. 7.3.

Таблиця 7.3 - Значення коефіцієнта m

Віброгрохот	Гравій	Щебінь
Горизонтальний	0,80	0,65
Похилий	0,60	0,50

Таблиця 7.4 - Значення параметрів

Розмір квадратного отвору сита на світлі, мм	q	Кут нахилу сита, град	k_1	Вміст у вихідному матеріалі зерен нижнього класу, %	k_2	Вміст у нижньому класі зерен, розміри яких менші за розмір отвору, %	k_3
5	12	9	0,45	10	0,58	10	0,63
7	16	10	0,5	20	0,66	20	0,72
10	23	11	0,56	30	0,76	30	0,82
14	32	12	0,61	40	0,84	40	0,91
16	37	13	0,67	50	0,92	50	1,0
18	40	14	0,73	60	1,0	60	1,09
20	43	15	0,8	70	1,08	70	1,18
25	46	16	0,86	80	1,17	80	1,28
35	56	17	0,92	90	1,25	90	1,37
37	60	18	1,0	-	-	-	-
40	62	19	1,08	-	-	-	-
42	64	20	1,18	-	-	-	-
60	80	21	1,28	-	-	-	-
70		22		-		-	

7.2 Класифікація грохотів.

Визначення амплітуди коливань рухомих грохотів

За характером дії грохоти бувають нерухомі та рухомі. У нерухомих грохотах матеріал рухається за просіювальною поверхнею під дією складової сили тяжіння. Для цього грохот встановлюють до горизонту під кутом, який перевищує

кут тертя матеріалу об сито. Інтенсивність сортування на таких грохотах невелика, тому її застосовують для попереднього відокремлення надто крупних кусків перед подрібненням. Значно інтенсивніші рухові грохоти. Завдяки коливального руху на них забезпечується відрив матеріалу від поверхні сита та його переміщення, тобто діють не тільки сили тяжіння, а й сили інерційної природи.

Класифікують рухомі грохоти за рядом показників.

У промисловості будівельних матеріалів застосовують в основному грохоти з плоскими робочими поверхнями, серед яких найбільш поширені вібраційні грохоти. Залежно від типу приводу вібраційні грохоти бувають із силовим збудженням коливань (інерційні) та з примусовою кінематикою від ексцентрикового приводу (гіраційні). При резонансному налагодженні у грохотів з примусовою кінематикою значно зменшується потужність двигуна, а в інерційних грохотів зменшується збурююча сила та знижується потужність електродвигуна. Серед вібраційних грохотів перевагу віддають інерційним нахиленим грохотам з коловими коливаннями легкого, середнього та важкого типу, а також інерційним горизонтальним грохотам з напрямленими коливаннями.

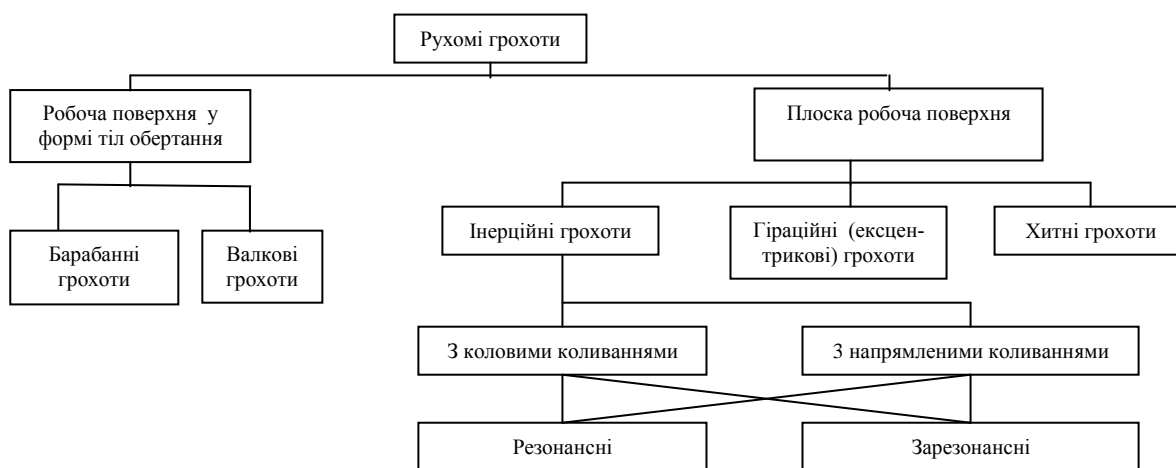


Рисунок 7.2 - Класифікація рухомих грохотів

Інерційний грохот з коловими коливаннями складається з рами 1, на яку через пружини 2 спирається короб 3 із ситами 7. У центральній частині коробка є отвори, в яких на підшипниках 8 закріплений вал 6 з дебалансами 9. Двигун 4 через клинопасову передачу 5 обертає вал, що спричинює появу відцентрової сили дебалансів (збурююча сила), яка спричиняє коливання коробка. Якщо вісь підшипників проходить через центр мас грохота, то при обертанні вала 3 з кутовою швидкістю ω , набагато більшою за власну частоту коливань системи ω_0 , короб грохота рухається поступально, всі його точки описують колові траєкторії, у вертикальних площинах, перпендикулярних до осі вала. Такий рух коробка спричинює коливання поверхні розміщеного в ньому сита, і матеріал на ситі струшується, підкидається і завдяки похилому розміщенню сит просувається вниз, просіюючись при цьому крізь отвори сита.

Як і у вібраційного млина, в системі виникає реакція коробка

$$F_k = mx_0\omega^2,$$

де m - маса коливальної системи ($m = m_k + m_B + m_\mu$), кг;

m_k - маса короба, що коливається, кг;

m_B - маса вала з дебалансами, кг;

m_μ - маса матеріалу, кг.

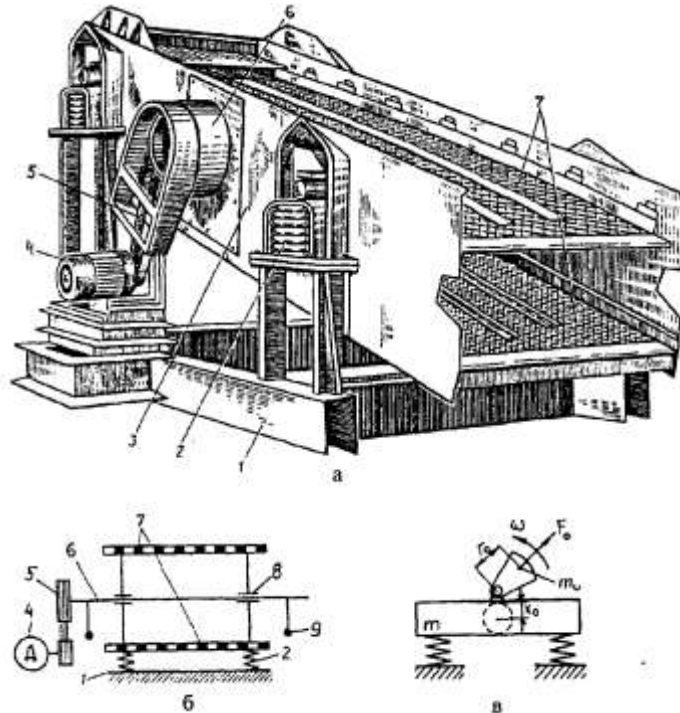


Рисунок 7.3 - Інерційний грохот з коловими коливаннями

Збурююча сила $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$.

З умови рівноваги сил $m x_0 \omega^2 = m_0 r_0 \omega^2$, звідки $x_0 = \frac{m_0 r_0}{m}$.

Із залежності випливає, що амплітуда коливань x_0 залежить від мас, які коливаються.

Центр ваги дебалансів перебуває на відстані $R_0 + r$ від осі підшипників вала. Центр ваги шківів клинопасової передачі зміщений від осі підшипників на відстань r , що дорівнює амплітуді коливань ($r \approx x_0$). Завдяки цьому вісь обоїд шківів практично нерухома в просторі при роботі грохота. Це створює кращі умови роботи клинопасової передачі.

Горизонтальні грохоти з напрямленими коливаннями значно відрізняються від інерційних з коловими коливаннями. Основна відмінність полягає в характері руху короба 2. На корпусі 1 грохота закріплений віброзбудувач 3 напрямленої дії. Він складається з корпусу 7, в середині якого на роликпідшипниках 5 встановлені два дебалансних вали 6 і 8. Вал 6 отримує обертання від двигуна через клинопасову передачу 10 і шківів 4 та передає обертання валу 8 через зубчасту передачу 9 з передаточним відношенням, що дорівнює одиниці. Це забезпечує однако-ве (синхронне) обертання дебалансних валів.

Принцип забезпечення напрямлених коливань наведений на схемі віброзбудувача, встановленого на коробі грохота. Дебаланси розміщені симетрично на двох паралельних валах, що обертаються з однаковою частотою (синхронно) і синфазно ($\alpha_1 = \alpha_2$) у протилежні боки.

Маючи однакові статичні моменти $[(m'_0 r'_0 = m''_0 r''_0)]$, дебаланси збурюють при обертанні однакові сили F_0 . Розклавши сили на горизонтальні та вертикальні складові, бачимо, що в будь-якому положенні дебалансів горизонтальні складові взаємно зрівноважуються, а вертикальні складові завжди сумуються. Отже, сумарне зусилля завжди напрямлене вздовж осі Y , корпус рухатиметься практично поступально також за віссю Y , а всі його точки коливатимуться у вертикальних площинах.

Встановлюючи віброзбуджувач під різними кутами, можна отримати напрямлені коливання в необхідній площині. Це дає змогу встановити грохот горизонтально, що зменшить його висоту, а віброзбуджувач закріпити під кутом до горизонту (як правило 35°).

При роботі віброзбуджувача матеріал на ситі підкидається, транспортується вздовж сита та просіюється крізь його отвори.

Таблиця 7.5 - Розміри отворів сит

Розміри межі фракцій, мм	Вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, %		Розміри отворів, мм	
	Похилий грохот	Горизонтальний грохот	квадратних	круглих
5	Будь-який	Будь-який	5	6
10	--/--	--/--	10	12
15	До 60	До 75	14	18
15	Понад 60	Понад 75	16	20
20	До 60	До 75	18	24
20	Понад 60	Понад 75	20	26
40	До 60	До 75	37	47
40	Понад 60	Понад 75	42*	52
70	До 60	До 75	65	82
70	Понад 60	Понад 75	70	90

Примітка. * Зірочкою позначений розмір отворів, передбачених державним стандартом. Найближчий розмір стандарту 40 мм.

7.3 Визначення швидкості руху матеріалу при грохоченні. Динамічні розрахунки грохотів

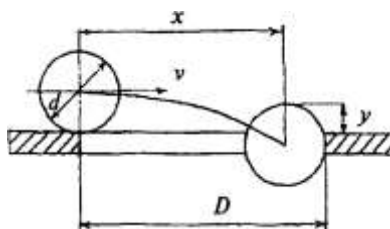


Рисунок 7.4 - Схема для визначення швидкості руху матеріалу по ситі

Для здійснення процесу грохочення необхідний відносний рух частинок по ситі. Без урахування впливу сусідніх зерен і нерівностей сита швидкість, яка забезпечує проходження частинок крізь отвори горизонтального сита, можна визначити так.

Рух зерен діаметром d по сити з розмірами отвору D , під дією швидкості V і сил тяжіння можна виразити рівняннями $y = \frac{gt^2}{2}$; $x = vt$.

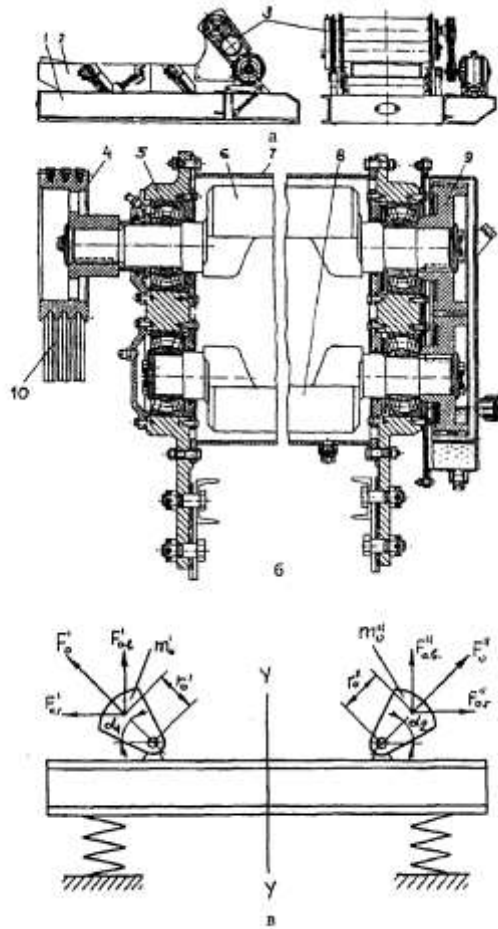


Рисунок 7.5 - Горизонтальний грохот з напрямленими коливаннями

Оскільки $y = \frac{d}{2}$, $x = D - \frac{d}{2}$ то, розв'язавши рівняння визначимо відносну

швидкість руху зерен по сити $v = \left(D - \frac{d}{2} \right) \sqrt{\frac{g}{d}}$.

Щоб зерно рухалося ситом, йому слід надати прискорення, яке розвиває силу інерції, що перевищує сили опору.

У вібраційних грохотах з напрямленими коливаннями робоча поверхня здійснює гармонічні коливання з амплітудою X_0 і частотою ω за законом

$$x = X_0 \sin \omega t.$$

Напрямок коливань утворює з площиною кут $\beta < \frac{\pi}{2}$.

За динамікою відносного руху для вивчення руху маси m відносно віброуючої площини до діючих на масу сил (ваги G , тертя F_T та нормальної реакції N) слід додати силу інерції F_i що дорівнює добутку маси m на прискорення площини $\ddot{x} = -X_0 \omega^2 \sin \omega t$ і спрямована під кутом β до горизонталі.

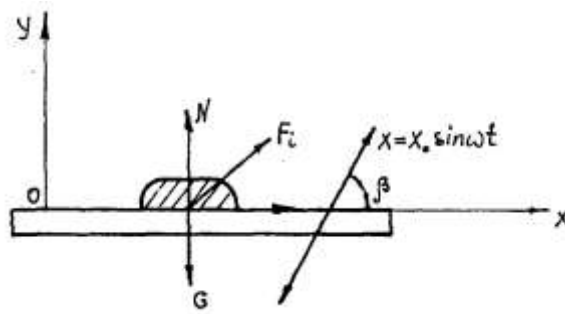


Рисунок 7.6 - Схема руху частинок за горизонтальною вібраційною площиною

Тоді рівняння відносного руху маси m у проекціях на осі координат XOY , пов'язані з віброуючою поверхнею, набудуть такого вигляду:

$$m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t + F_T;$$

$$m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg + N,$$

де F_T - сила тертя, зв'язана при русі частинки по площині ($y = 0$) з нормальною реакцією N співвідношенням

$$F_T = -fN, \text{ якщо } \dot{x} > 0;$$

$$F_T = +fN, \text{ якщо } \dot{x} < 0,$$

f - коефіцієнт тертя ковзання.

При цьому нормальну реакцію можна визначити з другого рівняння

$$N = N(t) = mg - mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t.$$

Переміщення матеріалу вперед площиною ($\dot{x} > 0$) забезпечується при умові

$$mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t \geq F_T.$$

З урахуванням сил тертя F_T та нормальної реакції маємо

$$mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t \geq mgf - mX_0\omega^2 \sin \omega t \sin \beta t,$$

звідки визначаємо кутову швидкість, необхідну для переміщення матеріалу вперед по сити $\omega = \sqrt{\frac{gf}{X_0 \cos \beta \sin \omega t (1 + f)}}$.

Імовірно, що мінімальні значення кутової швидкості відповідають положенню дебалансів віброзбуджувача, за якого $\omega t = \frac{\pi}{2}$. Тоді кутова швидкість

звідки визначаємо кутову швидкість, необхідну для переміщення матеріалу вперед по сити $\omega = \sqrt{\frac{gf}{X_0 \cos \beta \sin \omega t (1 + f)}}$.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{gf}{X_0 \cos \beta (1 + f)}}.$$

Для очищення сит від застряглих зерен і кращого розділення матеріалу необхідне підкидання матеріалу над ситом. Умови польоту частинок над площиною впливають з рівнянь при $F_T = N = 0$:

$$m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \beta \sin \omega t;$$

$$m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t - mg.$$

Звідси умови підкидання частинок над площиною сита $\frac{X_0\omega^2 \sin \beta \sin \omega t}{g} \geq 1$.

Мінімальна кутова швидкість, необхідна для забезпечення підкидання частинок над ситом $\omega = \sqrt{\frac{g}{X_0 \sin \beta}}$.

В інерційних грохотах з коловими коливаннями напрям сили інерції визначається кутом повороту $\varphi = \omega t$ дебалансів, а сумарне значення сили інерції за один оберт дебалансів дорівнює нулю. Тому поверхню грохота слід виконувати похилою, щоб з'явилася додаткова сила $Q = G \sin \alpha$.

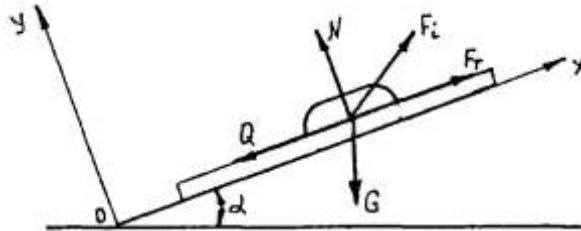


Рисунок 7.7 - Схема руху частинок по похилій віброуючій поверхні

Рівняння відносного руху частинок у цьому разі набуде вигляду

$$m\ddot{x} = mX_0\omega^2 \cos \omega t + Q \pm fmg;$$

$$m\ddot{y} = mX_0\omega^2 \sin \omega t - G \cos \alpha + N.$$

У праву частину першого рівняння вже підставлено вираз для сил тертя ковзання: верхній знак відповідає ковзанню вперед ($\dot{x} > 0$), а нижній - ковзанню назад ($\dot{x} < 0$).

Матеріал вниз по сити переміщатиметься, якщо сума сили Q і сили інерції P перевищить сили опору. При цьому сила Q сприяє руху частинок вниз по сити та перешкоджає їх руху у зворотному напрямі.

Мінімальну кутову швидкість, необхідну для переміщення матеріалу по сити та яка відповідає $\varphi = \omega t = 0$, визначають з умови рівняння $\omega = \sqrt{\frac{g(f - \sin a)}{X_0}}$.

Максимальною підкидаюча сила буде за умови $\varphi = \omega t = \frac{\pi}{2}$. Отже, мінімальна кутова швидкість, необхідна для підкидання частинок, $\omega = \sqrt{\frac{g \cos a}{X_0}}$.

У реальних умовах рух суміші зерен на робочій поверхні грохота відрізняється від ідеальних умов внаслідок впливу сусідніх зерен, зерен неправильної форми тощо; і тому значення швидкостей, що забезпечують переміщення та підкидання матеріалу, беруть трохи завищеними.

Параметри коливань грохотів призначають такими, щоб запобігти перенапругам в елементах конструкції. При цьому амплітуду коливань коробів беруть: для інерційних грохотів - 2,5...4,0 мм, для самобалансних - 4,0...5,0 мм.

Взагалі навантаженість, як і режим грохота, оцінюють динамічним коефіцієнтом K_g , який являє собою відношення амплітуди прискорення коливань короба

грохота $X_0\omega^2$ до прискорення сил ваги, взяті у площині, перпендикулярній до

площини сита
$$K_g = \frac{X_0\omega^2 \sin \beta}{g \cos a},$$

де β - кут між площиною сит і напрямком коливань; для горизонтальних грохотів з напрямленими коливаннями $\beta = 35...45^\circ$, а для похилих з коловими коливаннями $\beta = 90^\circ$; a - кут нахилу сит до горизонталі; для грохотів з напрямленими коливаннями $a = 0...6^\circ$, для грохотів з коловими коливаннями $a = 10...30^\circ$.

З цього виразу можна знайти амплітуду коливань грохота:
$$X_0 = \frac{K_g g \cos a}{\omega^2 \sin \beta}.$$

Динамічний коефіцієнт визначають за емпіричною формулою

$$K_g = \frac{4}{\sqrt[3]{d_{м.р.}}} + \frac{K_2^2 + K_1}{K_1 K_2},$$

де $d_{м.р.}$ - межа розподілу матеріалу, мм;

K_1, K_2 - коефіцієнти, що враховують гранулометричний склад матеріалу.

Експериментальним шляхом знайдено, що з умов міцності коробка грохота динамічний коефіцієнт $K_g < 8$.

Фактичні діапазони значень амплітуд, частот і динамічних коефіцієнтів наведені в табл. 7.6.

При визначенні параметрів грохота його розрахункова схема як динамічної системи має вигляд, поданий на рис. 7.8, де 1 - корпус, 2 - короб з матеріалом. Розсіяння енергії моделюється коефіцієнтом опору 3, а пружні властивості - коефіцієнтом пружності 4.

Таблиця 7.6 - Динамічні характеристики грохотів

Вид грохота	$X_0, мм$	$\omega, рад/с$	K_g
з коловими коливаннями	2,5...5	80...130	2,3...6,2
з напрямленими коливан-	5...8	73...80	3,5...4,1

Масові характеристики системи - маси корпусу, коробка та вібробудувача позначимо m_k , а масу матеріалу - m_M . Тоді загальна маса $m = m_k + m_M$.

За аналогією, рівняння руху грохота буде таким самим

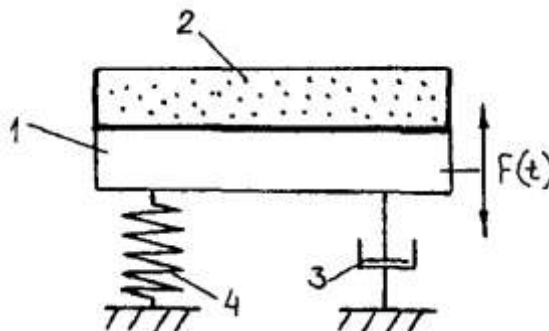


Рисунок 7.8 - Розрахункова схема грохота

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F(t),$$

де $F(t)$ - збурююча сила, як і у вібраційних млинах, $F(t) = F_0 \cos \omega t$;
 F_0 - амплітуда сили.

При розрахунку грохотів вважатимемо, що сила опору не впливає на рух, тобто $b\dot{x} \approx 0$. Тоді рівняння набуде вигляду

$$m\ddot{x} + cx = F_0 \cos \omega t.$$

Якщо сила змінюється за законом $\cos \omega t$, то ймовірно, що сили $m\ddot{x}$ та cx змінюються за таким самим законом.

Отже, розв'язок рівняння набуде вигляду

$$x = X_0 \cos \omega t,$$

де X_0 - амплітуда коливань.

Визначимо прискорення, $\ddot{x} = -X_0 \omega^2 \cos \omega t$, і підставимо його в рівняння:

$$-mX_0 \omega^2 \cos \omega t + cX_0 \cos \omega t = F_0 \cos \omega t,$$

звідки
$$X_0 = \frac{F_0}{c - m\omega^2}.$$

Отриманий вираз і є формула для визначення амплітуди коливань грохота або сили за відомих значень амплітуди X_0 , частоти ω , коефіцієнта жорсткості c і маси m . Амплітуда, як правило, задається (див. табл.7.5), або її можна розрахувати за формулою.

$$\text{Збурююча сила } F_0 = X_0 (c - m\omega^2),$$

і послідовно статичний момент маси дебалансів $m_0 r_0 = \frac{F_0}{\omega^2}.$

7.4 Визначення масових параметрів грохотів

Маса матеріалу на односитному грохоті
$$m_M = L \frac{\Pi \rho}{2v_M} (2 - C_H E).$$

У разі відсутності даних з ефективності
$$m_M = \frac{L \Pi \rho (1 - 0,65 C_H)}{v_M}.$$

У наведених формулах ρ - щільність продукту просіювання, $\rho = 1600 \text{ кг/м}^3$.

Якщо застосують двохситні грохоти

$$m_M = \frac{L \Pi \rho \left(1 - 0,65 C_{H1} + 0,75 \frac{(C_{H1} - C_{H2}) K_{\Pi 1}}{K_{\Pi 2}} \right)}{v_M},$$

де C_{H1} - склад нижнього класу у вихідному матеріалі за верхньою межею поділу (за розміром отворів верхнього сита);

C_{H2} - склад нижнього класу у вихідному матеріалі (що надходить на верхнє сито) за нижньою межею поділу (за розміром отворів нижнього сита).

C_{H1} і C_{H2} беруть у частках одиниці;

$K_{П1}$ і $K_{П2}$ - поправочні коефіцієнти, які враховують продуктивність на 1 м робочої ширини грохота за верхніх та за нижніх ситами.

Маса грохота, яка коливається разом з матеріалом $m_k = (1,8...2,0)m_M$.

Після виконання проектних розрахунків масу грохота уточнюють. Взагалі розрахунок грохотів потребує визначення таких основних параметрів:

- 1) фракційного складу продуктів подрібнення для верхнього й нижнього сита для розрахунку двоситного грохота;
- 2) розміру отворів для відповідних сит;
- 3) ефективності грохочення;
- 4) кута нахилу похилого грохота;
- 5) площі сита та його розмірів (довжини й ширини);
- 6) конструктивних і технічних характеристик грохота (маси грохота та просіювального матеріалу, пружність опор, статичний момент маси дебалансів і потужність двигуна).

При розрахунках можна скористатися й емпіричними залежностями для амплітуди і частот коливань. Так, для горизонтальних вібраційних грохотів з напрямленими коливаннями: амплітуда коливань $X_0 = \frac{(4 + 140l_c)}{1000}$,

частота коливань $f = \frac{(1 + 12,5l_c)}{12X_0}$,

де l_c - розмір отвору сита, м.

Для похилих грохотів: амплітуда коливань $X_0 = 2,5...4,5$ мм;

частота коливань $f = 4,42 \sqrt{\frac{l_c}{X_0}}$, Гц; колова швидкість руху $\omega = 2\pi f, c^{-1}$.

Швидкість руху матеріалу грохотом визначається теж за емпіричними формулами.

Для горизонтальних, а також грохотів з напрямленими коливаннями

$$v_M = 0,74(X_0\omega - 0,23), м/с;$$

для похилих з коловими коливаннями $v_M = 0,072K_{П1}K_{\beta}X_0f, м/с;$

де $K_{П1}$ - поправочний коефіцієнт, який враховує продуктивність П на 1 м ширини грохота, тобто відношення П: В, $м^3 / год.м$ (В - ширина грохота);

K_{β} - коефіцієнт, який враховує кут нахилу грохота.

Таблиця 7.7 - Значення коефіцієнтів

Продуктивність на 1 м ширини верхнього або нижнього сита $м^3 / год.м$	30	40	60	90	200
Коефіцієнти $K_{П1}$ і $K_{П2}$	1,5	1,2	0,9	0,8	0,7

Таблиця 7.8 - Значення коефіцієнта K_{β}

β , град	8	10	12	14	16	18	20	22	24
K_{β}	0,96	1,46	2,1	2,9	3,9	5,08	6,5	8,1	10,1

7.5 Порядок розрахунку грохота

Вихідні параметри для розрахунку грохота:

- необхідна продуктивність;
- фракційний склад матеріалу та його щільність.

Розраховують вібраційний грохот у такій послідовності.

За графіком гранулометричного складу знаходять фракційний склад продуктів подрібнення для верхнього й нижнього сит. Потім визначають вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі.

За даними обирають розміри отворів сит.

Обчислюють ефективність грохочення.

Уточнюють кут нахилу грохота (для похилих грохотів) за залежністю

$$a = \sqrt{80,3 + 0,287C_H - E} \underline{28,4}, \text{ град.}$$

При цьому враховують, що при $a > 18^\circ$ знижується ефективність грохочення.

$$\text{Визначають площу сита: } S = \frac{\Pi}{mqK_1K_2K_3}, \text{ м}^2.$$

Із раціонального співвідношення $L = 2,5B$ і умови $B = \sqrt{\frac{S}{2,5}}$ - визначають послідовно ширину B та довжину грохота L .

Пружність опор грохотів зарезонансного типу, Н/м $c = (m_k + am_M)\omega_0^2$,

де ω_0 - власна частота коливань системи $\frac{\omega}{\omega_0} = 3 \dots 4$,

ω - вимушена частота;

a - коефіцієнт приєднання маси матеріалу на грохоті,

$a = 0,15 \dots 0,25$.

Число робочих витків пружини, діаметри проволочки та самої пружини розраховують за відомими формулами у такій послідовності:

$$c_1 = \frac{c}{n_{\text{Пр}}}, \text{ Н/м}$$

де c_1 - пружність однієї пружини;

$n_{\text{Пр}}$ - кількість пружин.

$$\text{Кількість робочих витків } n_B = \frac{G_{\text{Пр}}d_{\text{Пр}}^4}{8D_{\text{Пр}}^3c_1},$$

де $G_{\text{Пр}}$ - модуль пружності при зсуві матеріалу пружин, для сталі $G_{\text{Пр}} = 8 \dots 10^{10} \text{ Н/м}^2$;

$d_{\text{Пр}}, D_{\text{Пр}}$ - діаметр відповідно дроту та пружини ($D_{\text{Пр}} \geq 4d_{\text{Пр}}$). Виходячи умов стійкості рекомендується брати $D_{\text{Пр}} = (6 \dots 8)d_{\text{Пр}}$. У реальних конструкціях грохотів $d_{\text{Пр}} = 0,02 \text{ м}$.

Статичний момент маси дебалансів визначають за формулою

$$m_0r_0 = X_0(m_k + am_M).$$

Потужність грохота має дві складові: на сортування P_c і тертя в опорах P_{TP} .
 На сортування для похилих грохотів з коловими коливаннями

$$P_c = \frac{X_0 \omega_g m_M}{1000}, \text{ кВт},$$

для горизонтальних самобалансних $P_c = \left(\frac{X_0 \omega_g m_M}{1000} \right) \sin \varphi, \text{ кВт},$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

φ - кут зсуву фаз ($\varphi = 35^\circ$).

На тертя в опорах грохота $P_{TP} = \frac{F_0 \mu \left(\frac{d_u}{2} \right) \omega}{1000}, \text{ кВт},$

де $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$ - збурююча сила;

$\mu = (0,005 \dots 0,008)$ - зведений коефіцієнт тертя для підшипників кочення;

d_u - діаметр цапфи вала під підшипником, м.

Загальна потужність двигуна, кВт:

- для інерційних похилих грохотів з коловими коливаннями $P_{ДВ} = \frac{P_c + P_{TP}}{\eta_M};$

- для горизонтальних самобалансних грохотів $P_{ДВ} = \frac{P_c + P_{TP}}{\eta_M} \left(0,5 + \frac{0,5}{\eta_{ЗП}} \right),$

де η_M - ККД без урахування втрат у зубчатій передачі ($\eta_M = 0,90$);

$\eta_{ЗП}$ - ККД зубчатої передачі вібробуджувача ($\eta_{ЗП} = 0,97$).

Таблиця 7.9 - Технічна характеристика „нормальних” сит

Номер сита	Число отворів на 1 см ² , шт	Розмір отворів, мм	Діаметр проволочки сита, мм
1	1	6	4
2	4	3	2
4	16	1,5	1
5	25	1,2	0,8
8	64	0,75	0,5
10	100	0,6	0,4
12	144	0,5	0,333
14	196	0,43	0,286
20	400	0,3	0,2
30	900	0,2	0,133
40	1600	0,15	0,1
50	2500	0,12	0,08
60	3600	0,1	0,067
70	4900	0,086	0,057
80	6400	0,075	0,05
90	8100	0,066	0,044
100	10000	0,06	0,04

Таблиця 7.10 - Оптимальні параметри амплітуди та частоти коливань вібраційних грохотів

Розмір отворів сит, мм	Амплітуда коливань X_0 , мм	Частота коливань ω , c^{-1}	Максимальне прискорення сита, m/c^2
Інерційний горизонтальний грохот			
6	10	135	35
12	15	120	41
22	45	130	54,5
45	25	120	85
70	40	105	85
Ексцентриковий грохот			
6	3,5	190	25,6
12	5	190	36,5
22	8	160	39,5
45	12	155	55,3
70	15	150	66,5

Таблиця 7.11- Технічна характеристика ексцентрикових (гіраційних) та інерційних грохотів

Найменування параметрів	Ексцентрикові грохоти			Інерційні грохоти		
	СМД-21 СМ-572	СМД-24 СМ-653Б	СМД-23 СМ-652А	СМД-25 СМ-690	СМД-53 С-861	СМД-29 СМ-742
Розміри сит, мм				Колошникові 3000 1500	Горизонтальні	
- довжина	3750	4500	3750		2500	3000
- ширина	1500	1750	1500	1000	1250	
Кількість сит, шт	2	2	2	2	2	3
Розмір отворів сит, мм				Розмір щілин 75, 200		
- верхнього	135 x 135	26 x 26	26 x 26		26 x 26	11 x 11
- середнього	-	-	-		-	26 x 26
- нижнього	75 x 75	5 x 20	-	-	5 x 20	5 x 20
Амплітуда коливань X_0 , мм	4	4	4	3	9,5	9
Частота коливань ω , c^{-1}	87,5	80	87,5	80	74	74
Кут нахилу сит, град	0 - 30	0 - 30	0 - 30	15 - 30	0	0
Потужність двигуна, кВт	17	13	13	13	5,5	5,5
Продуктивність, $m^3/год$	250	200	140	400-700	40	50
Габаритні розміри, мм						
- довжина	4900	5280	4500	3200	3200	3950
- ширина	2900	2910	2700	2200	1950	2000
- висота	1400	1200	1200	2700	1500	1430
Маса, кг	6615	4200	3600	4950	1650	2100

8 Бункерні та живильні пристрої

Бункерні пристрої застосовують для накопичення відповідної кількості компонентів суміші, а живильники - для рівномірної подачі цих компонентів у змішувальну машину або для подачі готової суміші.

Бункери виготовляють різної форми, а вихідна частина їх має затвори, здебільшого секторними або шибєрними. Бункери бувають різної форми: піраміда-

льної, пірамідально-призматичної, конічної, циліндрично - конічної. Найширшого застосування дістали бункери пірамідальної та конічної форм. Основними раціональними параметрами, що впливають на вибір бункера є його місткість, швидкість розвантаження та очищення від матеріалу. Числові розрахунки показують, що при порівнянні зміни висоти та діаметра бункера місткість більше залежить від зміни висоти, аніж від діаметра. Для прискореного очищення бункера на його бокових поверхнях закріплюють вібратори, а інколи сам бункер кріплять на еластичних опорах, що також підвищує ефективність очищення.

Пропускна спроможність бункера, м³/с:

$$\Pi = S \cdot V,$$

де S - площа випускного отвору бункера, м²;

V - швидкість витікання матеріалу, м/с.

Пропускна спроможність бункера і рівномірний потік матеріалу з нього залежать від розмірів і форми випускного отвору. Найкраще витікання матеріалу забезпечує форма отвору з максимальним гідравлічним радіусом R , що дорівнює площі отвору, поділеній на периметр. Гідравлічний радіус можна зобразити як радіус склепіння обрушення матеріалу. Наприклад, для прямокутного отвору зі сторонами a і b

$$R = \frac{a \cdot b}{2(a + b)};$$

для квадратного $R = \frac{a}{4}$; для колового з діаметром d : $R = \frac{b}{4}$;

Якщо прийняти умову, що площа отвору бункерів різної форми однакова, то гідравлічний радіус матиме максимальне значення для круглого отвору. Швидкість витікання також залежить від гідравлічного радіуса:

$$V = \lambda \sqrt{3,2 g R},$$

де λ - коефіцієнт витікання (для щебеню і бетонної суміші $\lambda = 0,4 \dots 0,8$);

g - прискорення сили ваги.

Живильники мають різну конструкцію, що обумовлено їх застосуванням для подачі того чи іншого матеріалу. Так, для подачі крупногабаритних абразивних матеріалів і гірської маси застосовують ланцюгові та пластинчаті живильники. Продуктивність живильника, м³/с:

$$\Pi = BhV\mu,$$

де B - ширина стрічки ($B = 1 \dots 2$ м);

h - середня товщина шару матеріалу, м;

v - швидкість стрічки, м/с;

$\mu = 0,7 \dots 0,8$ - коефіцієнт заповнення.

Стрічкові, шнекові, хитні, вібраційні живильники використовують для подачі як сипких матеріалів, так і бетонної суміші.

Барабанні та секторні живильники відрізняються рівномірною подачею матеріалу, що досягається пульсуючим або стабільним обертанням гладкого, рифленого або чарункового барабана. Продуктивність, м³/с, барабанного живильника регулюється спеціальною заслінкою і визначається за формулою

$$\Pi = \pi n D h \mu,$$

де n - частота обертання барабана, с⁻¹;

D - діаметр барабана, м;

h - товщина шару матеріалу, м;

μ - коефіцієнт, що враховує розпушення матеріалу і заповнення ширини вивантажувального отвору, м.

Продуктивність секторного барабана з чарунками, м³/с:

$$\Pi = V_0 Z n \mu,$$

де V_0 - об'єм однієї чарунки, м³;

Z - кількість чарунок.

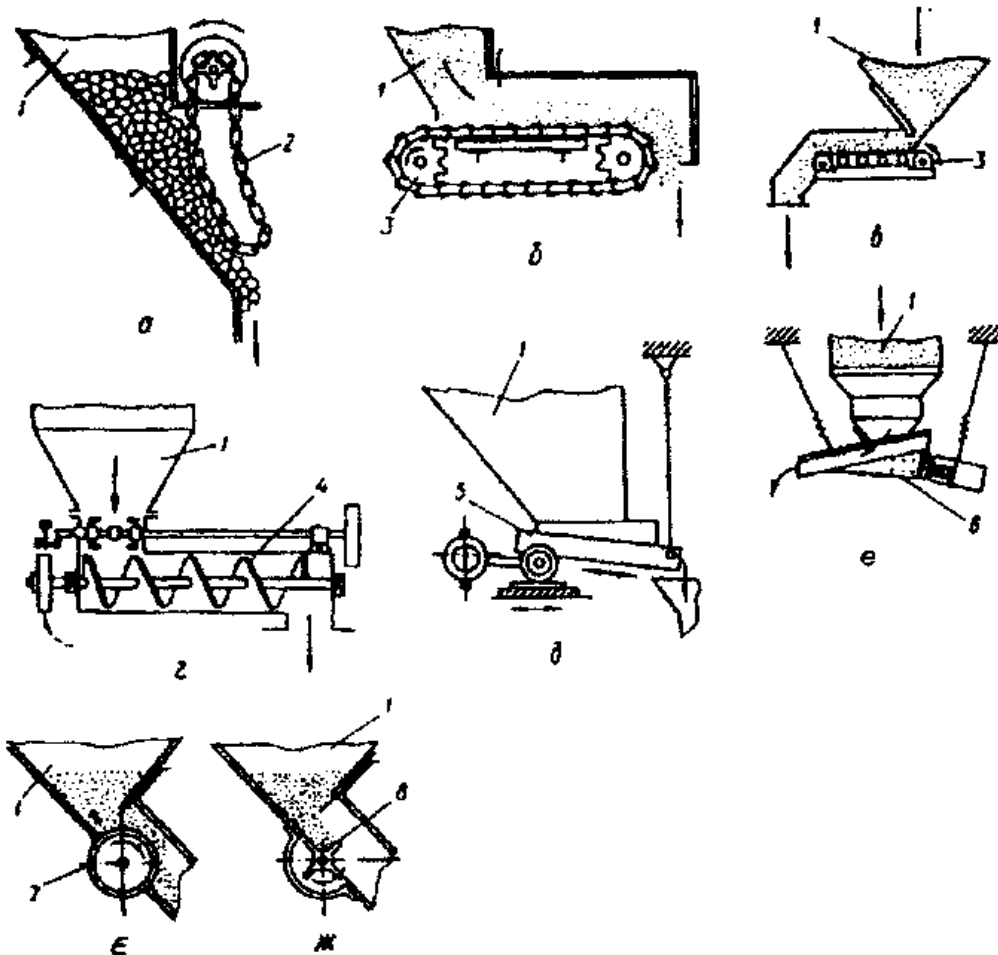


Рисунок 8.1 - Схеми живильників

9 Схеми будови і робота дозаторів

Дозатори застосовують для відмірювання заданої кількості компонентів при приготуванні бетонних сумішей і розчинів, шихти на скляних і керамічних заводах. Від точності дозування значною мірою залежить якість продукції. При виробництві бетонних сумішей похибка дозування не повинна перевищувати: для в'язучих і води $\pm 2\%$, для заповнювачів $\pm 3\%$.

Якість дозування оцінюють на основі проб, які відбирають з потоку матеріалу на виході із живильника протягом деякого часу Δt . Чим менший Δt , тим точніше можна оцінити якість дозування. Разом з тим при зменшенні Δt значно зростає неточність відсічки матеріалу у часі.

За критерій оцінки якості дозування править коефіцієнт варіації, %, розрахований за результатами ваги проб.

9.1 Вагові дозатори безперервної дії

Дозатори безперервної дії забезпечують подачу матеріалів у змішувач із заданим значенням миттєвої вагової продуктивності, тобто безперервне вагове автоматичне дозування. Необхідно, щоб в одиницю часу в змішувач надходила постійна кількість матеріалу, кг/с:

$$P = VS\rho \rightarrow const,$$

де V - швидкість подачі матеріалу, м/с;

S - площа перерізу потоку рухомого матеріалу, м²;

ρ - щільність матеріалу, кг/м³,

Отже, за постійної щільності матеріалу, що дозується, продуктивність дозатора визначається двома параметрами: площею перерізу матеріалу та швидкістю його руху.

Вагові дозатори безперервної дії незалежно від конструкції мають основні вузли однакового призначення: завантажувальні та вимірювальні пристрої, живильник і систему автоматичного регулювання. Щодо живильника, то в основному використовують стрічкові конвеєри невеликої довжини.

Для врахування можливих похибок при подачі суцільного потоку матеріалу з бункера на стрічковий живильник у конструкцію дозатора входить ваговимірювальний пристрій, а для регулювання кількості матеріалу, що виходить з дозатора, - система автоматичного регулювання. В одноступеневих дозаторах регулюється один параметр, V або S , а в двоступеневих - одночасно S і V .

В одноступеневих дозаторах продуктивність регулюють зміною площі перерізу матеріалу, розміщеного на стрічці конвеєра 1. Остання рухається зі сталою швидкістю. Датчиком є ролик 2.

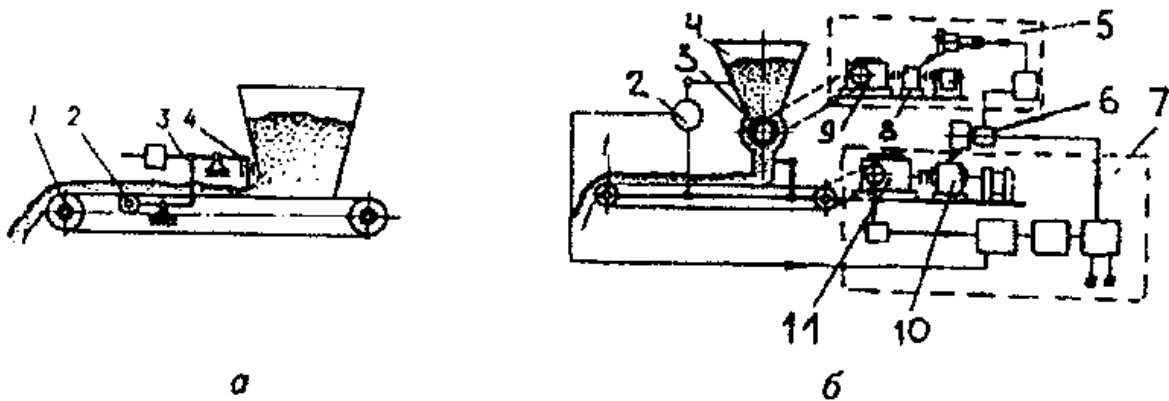


Рисунок 9.1 - Схеми автоматичних вагових дозаторів безперервної дії:
а - одноступеневого; б - двоступеневого

Залежно від кількості матеріалу, що надходить на стрічку, система важелів 3 змінює положення заслінки 4. Перевага одноступеневих дозаторів - простота конструкції, недолік - понижена чутливість вагового ролика та інерційність важільної системи.

У двоступеневих дозаторах незалежно одна від одної змінюються швидкість стрічки конвеєра 1 і кількість маси на ній. Ідея автоматичного регулювання швидкості реалізується на основі погодження частоти обертання приводного ролика конвеєра з необхідною частотою для даної продуктивності. Для цього в системі

управління передбачений блок електронної апаратури 7, який від тензодатчика 2 через реле 6 отримує сигнал і посилає відповідні команди на виконавчий двигун 11, а той, у свою чергу, змінює оберти приводного ролика через передаточне відношення варіатора 10.

Система регулювання кількості матеріалу на стрічці конвеєра побудована на основі зміни продуктивності за рахунок установалення відповідних обертів барабанного живильника 3, розташованого в бункері 4. У разі зміни положення коромисла, що фіксує певну масу матеріалу, індуктивний перетворювач подає сигнал на вхід блока електронної апаратури 5. Далі регулювання варіатором 8 і двигуном 9 відбувається, як і в системі управління швидкістю. Для оцінки загальної кількості поданого дозатором матеріалу в системі управління передбачений лічильник, який відповідним способом з'єднаний з барабаном стрічкового конвеєра.

Перспективним обладнанням для дозування компонентів будівельних сумішей є універсальні системи, спроможні обслуговувати змішувачі циклічної та безперервної дії.

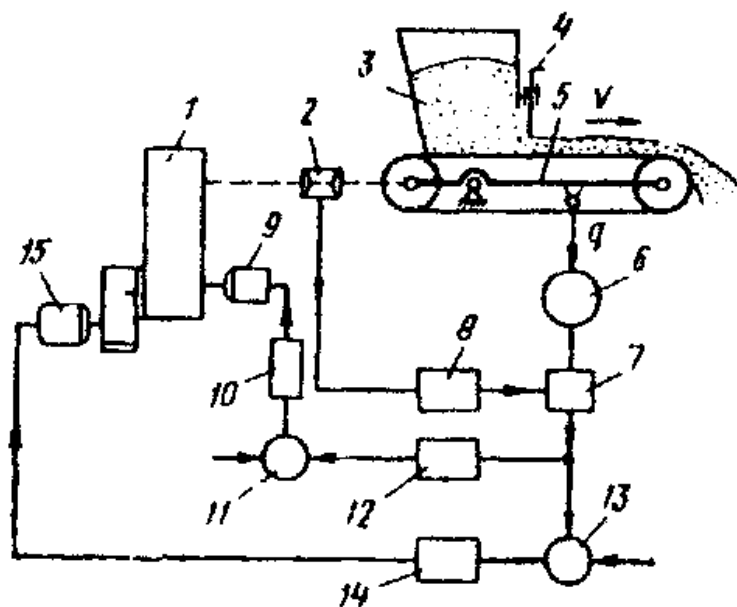


Рисунок 9.2 - Схема універсального дозатора

Зазначений дозатор має таку будову і принцип дії. Матеріал з бункера 3 через заслінку 4 подається стрічковим живильником 5 у змішувач. Навантаження q на живильник сприймається вантажоприймним пристроєм 6 і фіксується вмонтованим в нього сило-вимірювальним датчиком. Швидкість стрічки вимірюється тахогенератором 2, сигнал з якого через перетворювач 8 подається на множник 7. Цей сигнал фіксує продуктивність живильника. Якщо система працює в безперервному режимі роботи, то сигнал з множника 7 подається на блок 13, де з допомогою регулятора 14 він управляє приводом 15 варіатора швидкості 1 живильника. У циклічному режимі роботи сигнал з множника 7 поступає в блок 12 який управляє задавачем дози 11. Коли настає момент відповідності маси матеріалу її заданому за продуктивністю значенню, регулятор 10 вмикає двигун 9 привода живильника.

10 Місце та призначення машин і обладнання в бетонно та розчиннозмішувальних установках

Процес приготування бетонної суміші складається з таких основних операцій: подачі заповнювачів - піску, щебеня (гравію), цементу - у відповідні бункери; відмірювання цих компонентів у необхідних для того чи іншого складу сумішей пропорціях з допомогою дозаторів; подавання разом з водою у змішувальну машину, яка перемішує всі компоненти до однорідного рівномірного стану всього об'єму суміші.

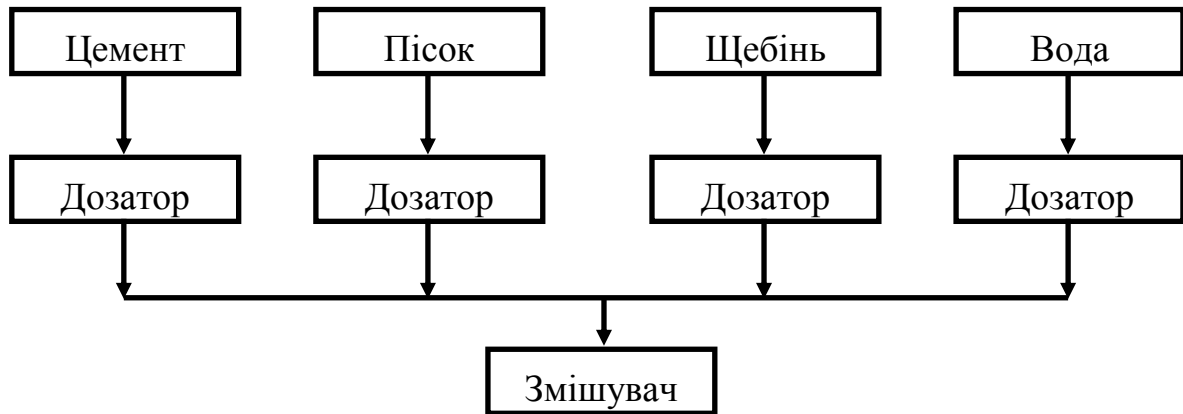


Рисунок 10.1- Блок-схема приготування бетонної суміші

Машини й обладнання, що використовуються для приготування бетонної суміші або будівельного розчину, компонується в спеціальні установки, які класифікують за такими основними ознаками:

- за принципом дії установки - циклічної (порційної) та безперервної дії;
- за призначенням - для приготування бетонної суміші або приготування різних розчинів;
- за річною продуктивністю - малої (до 50000 м³ суміші), середньої (до 100000 м³) і великої (250000 м³) потужності;
- за компоновкою основного обладнання - з вертикальною (одноступеневою) та горизонтальною (партерною) схемою. Ця класифікація здебільшого відноситься до великих установок, тобто до бетон заводів. При вертикальній схемі компоненти бетонної суміші піднімаються наверх один раз і потім у процесі приготування суміші опускаються під дією своєї ваги. При партерній схемі компоненти можуть підніматися два - три рази;
- за схемою управління (установки, як і бетонні заводи) - з місцевим, дистанційним, автоматизованим управлінням і заводи-автомати.

Вибір установки залежить від конкретних умов її застосування, що в основному визначається видом змішувальної машини, об'ємами та швидкістю будівельних робіт. Якщо продуктивність установки невідома, то її визначають залежно від інтенсивності виконання бетонних робіт за місяць, м³/год:

$$P_y = \frac{Q_b \cdot k_n}{n_m \cdot n_z \cdot k_g},$$

де Q_b - розрахункова місячна інтенсивність бетонування, визначається за календарним графіком бетонних робіт;

n_M - кількість робочих днів за місяць;

n_T - кількість робочих годин за день;

k_T - коефіцієнт нерівномірності витрат бетонної суміші в часі,

$k_T=1,3... 1,4$;

k_B - коефіцієнт використання робочого часу, $k_B = 0,95$.

Продуктивність установки залежить від вибору змішувача. Необхідний об'єм змішувача, л:

$$V_3 = \frac{P_y \cdot 1000}{n_u \cdot n_2 \cdot n_3 \cdot n_p \cdot k_3 \cdot k_p},$$

де P_y - річна продуктивність установки, м;

n_u - кількість замісів (циклів) за годину;

n_3 - кількість годин в одній зміні; P_p - кількість робочих днів за рік;

k_3, k_p - коефіцієнти використання машин відповідно за зміну і за рік.

Знаючи сумарний об'єм V_3 , можна визначити кількість необхідних змішувачів:

$$Z = \frac{V_C}{V_0},$$

де V_C - об'єм, л, змішувача, який використовується в схемі установки.

Дозувальне та інше необхідне обладнання вибирають залежно від прийнятої змішувальної машини, схеми компоновки вузлів і загальної продуктивності установки.

Об'єми бункерів визначають залежно від запасу матеріалів та їх витрати;

$$V_6 = Q_G \cdot H_3,$$

де $Q_G = P_T \cdot Q$ - годинна витрата відповідного матеріалу;

H_3 - норма запасу матеріалу в бункері (як правило, беруть $H_3 = 2$ год);

H_T - годинна продуктивність установки, м³.

Витрати матеріалів розраховують виходячи із заданого складу у вигляді об'ємних відношень Ц:П:Щ (цементу, піску, щебеню), водоцементного відношення В/Ц на приготування 1 м³ необхідної суміші.

Витрати цементу, кг/м³:

$$Q_u = \frac{Ц \cdot \rho}{\kappa_6 (Ц + П + Щ)},$$

де ρ - щільність цементу, кг/м³;

k_B - коефіцієнт виходу - співвідношення об'єму готової суміші та сумарного об'єму сухих компонентів, завантажуваних для одного замісу (для бетонних сумішей $k_B = 0,65$; для розчинів $k_B = 0,8$).

Об'єми піску П та щебеню Щ в суміші беруть відносно цементу за умови, що Ц = 1,

Витрати щебеню, кг/м³:

$$Q_{щ} = \frac{Щ}{\kappa_6 (Ц + П + Щ)}$$

Витрати води, кг/м³:

$$Q_v = \frac{B}{Ц} Q_u.$$

10.1. Фізика процесу перемішування та класифікація змішувальних машин

Змішувачами називають машини й апарати, що застосовують для здійснення змішування — механічного процесу, в результаті виконання якого початково роздільні компоненти після рівномірного розподілення кожного з них у робочому об'ємі змішувача утворюють однорідну суміш. Зворотним змішуванню є процес сегрегації — розкладання суміші на окремі компоненти.

Зазначені процеси здійснюються у машині, робочим органом якої може бути барабан, усередині якого закріплені лопаті, або вал з лопатками і т. п. Фізика процесу, що відбувається в результаті взаємодії робочого органу і компонентів надто складна.

Під час змішування в робочому об'ємі механізму відбувається взаємне переміщення частинок різних компонентів, які до перемішування були кожний "сам по собі" або знаходились у неоднорідно впроваджені стані. У результаті переміщення можливо нескінченно різне розміщення частинок у робочому об'ємі змішувача. За таких умов співвідношення компонентів у мікрооб'ємах суміші — величина надто випадкова, тому більшість відомих методів оцінки однорідності (якості) суміші основана на методах статистичного аналізу. Для спрощення розрахунків усі суміші умовно вважають такими, що складаються з двох компонентів: ключового й умовного, який включає решту компонентів. Подібний метод дозволяє оцінити однорідність суміші з допомогою параметрів розподілу однієї випадкової величини — складом ключового компонента в пробах суміші. Головним обирають той компонент, який легко аналізувати або розподіл його в суміші дуже важливий за технічними вимогами. За такої критерій оцінки якості суміші править коефіцієнт варіації, %:

$$V_c = \frac{100}{\bar{C}} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\tilde{C}_i - \bar{C})^2},$$

де \bar{C} — середнє арифметичне значення концентрації ключового компонента в усіх пробах суміші, %; \tilde{C}_i — концентрація ключового компонента в i -й пробі суміші, %.

Щодо змішування будівельних матеріалів, то цей критерій називають коефіцієнтом неоднорідності, оскільки з його збільшенням неоднорідність суміші зростає.

Необхідну масу проби суміші сипких матеріалів беруть залежно від прийнятого методу аналізу проб на склад в суміші ключового компонента.

Аналіз експериментальних залежностей $V_c = f(t)$ (t -час змішування), отриманих при дослідженнях змішувачів періодичної дії різних конструкцій, показав, що кінетична крива процесу змішування має три характерні ділянки (рис. 10.9), де кожний з них відображає певний у часі період змішування.

У період I переважає процес змішування за рахунок конвективного переносу компонентів по внутрішньому об'єму змішувача. Процес сегрегації порівняно з процесом переміщення відзначається невеликою швидкістю. Через це в період I V_c різко зменшується до деякого значення. $V_{СК}$

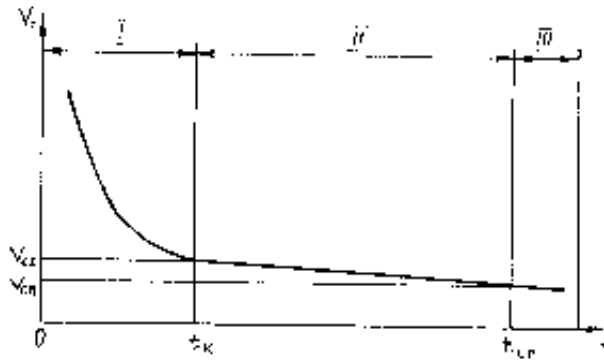


Рисунок 10.9 – Залежність неоднорідності суміші від часу змішування

Наприкінці цього періоду t_k в робочому об'ємі змішувача практично немає агрегатів (макрооб'ємів), що складаються з частинок одного компонента.

У періоді II швидкість змішування стає порівнянною зі швидкістю сегрегації, тобто значення V_c з часом змінюється незначно (порівняно зі стадією I). Сам же процес змішування реалізується в основному завдяки переміщенню окремих частинок одна відносно іншої; через зовнішню подібність з процесом дифузії молекул цей процес перемішування називають дифузійним.

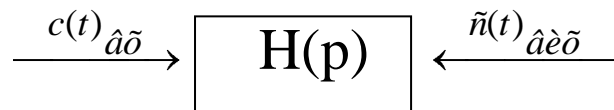
У періоді III швидкість змішування дорівнює швидкості сегрегації, тобто V_c не змінюється з часом. Найменше значення коефіцієнта неоднорідності називають граничним коефіцієнтом неоднорідності V_{cII} . Час t_{cII} , при досягненні якого суміш стає однорідною (що оцінюється значенням V_{cII}), є оптимальним часом змішування, оскільки при подальшому перемішуванні V_c не змінюється.

У періоді I фізико-механічні властивості суміші не впливають суттєво на кінетику процесу перемішування, а в періодах II і III вплив їх стає помітним. Тому в одному змішувачі різні за своїми фізико-механічними властивостями суміші можуть мати неоднакові значення V_c .

Фізика процесу перемішування у змішувачах безперервної дії, має певні відмінності від розглянутого вище процесу. Річ у тім, що у змішувачах безперервної дії подача компонентів для перемішування і видача готової суміші здійснюються безперервно. Зважаючи на це якість перемішування залежить не тільки від швидкості перемішування у робочому об'ємі змішувача, а й від характеру живлення компонентів. Практично жоден живильник не може забезпечити безперервний потік матеріалу в суворо заданій кількості в кожний момент часу: вже в момент подачі компонентів у змішувач можливі відхилення у співвідношенні їх від норми, що задається регламентом на готову суміш. Ці обставини накладають на головну функцію змішувача (якісно перемішувати компоненти) додаткові умови — вирівнювати або "згладжувати" флуктуації живильних потоків, які забезпечують коливання співвідношення компонентів у готовій суміші в необхідних межах. Отже, описання процесу, що відбувається у змішувачах безперервної дії, можна подати як систему з вхідними та вихідними потоками і зобразити схематично у вигляді зв'язку між відповідними сигналами: $\tilde{n}(t)_{\hat{a}\hat{o}} = \hat{A}[c(t)_{\hat{a}\hat{o}}]$,

де $c(t)_{\hat{a}\hat{o}}$ — миттєве значення концентрації ключового компоненту у вхідному потоці; $c(t)_{\hat{o}\hat{a}}$ — те саме, але в готовій суміші; \hat{A} — оператор перетворення.

Сукупність математичних виразів A називають статистичною характеристикою системи. Вона не залежить від часу і визначається для процесу змішувача, тобто схема дії змішувача має такий вигляд



Тут $H(p)$ — передавальна функція. Запис оператора перетворення A в рівнянні можна отримати, використовуючи динамічні характеристики системи: вагову $h(t)$ або передавальну $H(p)$ функцію.

Ваговою $h(t)$ називають функцію часу, яка описує реакцію системи в деякий момент часу t на одиничну імпульсну функцію $\delta(t)$, що подана на вхід системи у момент часу $t - t_3$ (t_3 — транспортне запізнення сигналу, тобто час проходження імпульсу крізь систему).

Одинична імпульсна функція, або дельта-функція:

$$\delta(t) = \begin{cases} \infty, & \text{якщо } t = 0; \\ 0, & \text{якщо } t > 0; \end{cases}$$

$$\int_0^{\infty} \delta(t) dt = 1$$

Передавальна функція $H(p)$ є перетворенням Лапласа функції $h(t)$: $H(p) = \int_0^{\infty} h(t) e^{-pt} dt$, де p — комплексна змінна ($p = a + id$, де “ a ” і “ b ” - відповідно дійсна та уявна частини комплексного числа; $i = \sqrt{-1}$).

Використовуючи функцію $H(p)$, можна записати рівняння (10.1) для лінійної системи у вигляді $\tilde{N}(p) \hat{a} \hat{o} = H(p) C(p) \hat{a} \hat{o}$, де $C(p)$ — перетворена за Лапласом функція $c(t)$. Більшу частину математичних моделей переміщень у потоках записують переважно у вигляді рівнянь, що описують зміну концентрації речовини в потоці, яка зумовлена рухом потоку. Щодо процесів перемішування сипких матеріалів можна використати кілька моделей (дифузійну, чарункову та ін.). Проте найпоширенішою є дифузійна модель, яка відповідає потоку з поршневым рухом матеріалу з урахуванням поздовжнього та поперечного перемішування частинок:

$$\frac{\partial c}{\partial t} = -v \frac{\partial c}{\partial x} + \overline{D_L} \frac{\partial^2 c}{\partial x^2} + \frac{\overline{D_R}}{R} \frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial c}{\partial R} \right) \quad (10.2)$$

де c — концентрація ключового компоненту; t — час; v — лінійна швидкість потоку; x — координата за довжиною потоку; $\overline{D_L}$ і $\overline{D_R}$ — коефіцієнти відповідно поздовжнього та поперечного перемішування (аналогі коефіцієнтів дифузії); R — радіус поперечного перерізу потоку. Це рівняння описує двопараметричну дифузійну модель.

У зв'язку зі складністю розв'язання рівняння (3.2) його спрощують, прийнявши $\overline{D_R} = 0$. Спрощене рівняння називають однопараметричною дифузійною моделлю.

Значення $\overline{D_L}$ і $\overline{D_R}$ знаходять експериментальне на моделях змішувача.

Розв'язок рівняння (3.2) $V_c(t) = a V_{CH} e^{-\hat{o}t}$

Де $V_c(t)$ — значення коефіцієнта неоднорідності в момент часу t ; a - коефіцієнт пропорційності; V_{CH} - початкове значення коефіцієнта неоднорідності суміші (визначається співвідношенням компонентів суміші); Φ — функція (або параметр), що залежить від геометричних і режимних параметрів змішувача, а також від фізико-механічних властивостей суміші.

Існує кілька підходів щодо класифікації змішувачів: за призначенням, способом і режимом роботи. Можлива також класифікація, яка в основі передбачає склад і характер взаємодії суміші й робочого органу та особливості конструкції змішувачів:

- фізичний стан робочого середовища (змішувачі для сипких матеріалів, рідких сумішей, грубодисперсних, паст, полімерів тощо);
- характер протікання процесу змішування у часі (змішувачі періодичної та безперервної дії);
- природа силової дії на частинки (змішувачі гравітаційні, примусові, пневматичні, електромагнітні, відцентрові);
- механізм перемішування частинок (змішувачі циркуляційні, об'ємного та дифузійного змішування);
- конструкція (змішувачі барабанні, лопатеві, шнекові тощо).

На практиці для класифікації змішувачів використовують кожен з цих ознак, Але найчастіше — комбінацію з тих ознак, які для даних умов розрахунку, конструювання та експлуатації найбільш важливі. Виходячи з цього розглянемо найбільш поширені змішувачі, які мають такі класифікаційні ознаки, як природа силової дії, характер протікання процесу й галузь застосування, тобто фізичний стан робочого середовища.

10.2. Основи теорії робочого процесу, визначення основних параметрів і конструкції гравітаційних змішувачів.

Теорія робочого процесу та визначення параметрів

Розгляд теорії робочого процесу складається з оцінки ступеня впливу на ефективність перемішування геометрії барабана та визначення параметрів гравітаційних змішувачів: форми барабана, співвідношення діаметрів і довжин відповідних частин барабана, наявність і розміщення лопатей, частота та продуктивність змішувача.

Отримані характеристики й параметри робочого процесу відкривають можливість для розрахунку зусиль і потужності, досконалішого з'ясування конструктивних особливостей сучасних гравітаційних змішувачів.

Гравітаційні змішувачі застосовують, як правило, для приготування рухомих бетонних сумішей і розчинів. Компоненти сумішей у таких змішувачах перемішуються в барабанах, на внутрішніх поверхнях яких закріплені лопаті. При обертанні барабана з визначеною частотою суміш лопатями і під дією сил тертя об внутрішню поверхню барабана піднімається на деяку висоту, а потім завдяки гравітаційним силам падає вниз. Цей процес повторюється кілька разів і тому вхідні параметри, перемішуючись, утворюють однорідну суміш. Ступінь участі лопатей і внутрішніх стінок барабана у процесі перемішування визначається не тільки їхніми параметрами, а й властивостями бетонної суміші, що виготовляється.

ся. У випадку малорухомих сумішей (осідання конуса 0...3 см) з низьким складом цементу підйом суміші всередині барабана при його обертанні здійснюється завдяки великому коефіцієнту тертя між жорсткою бетонною сумішшю та внутрішньою поверхнею барабана; рух суміші відносно лопатей під час її підйому майже відсутній. Осьові та радіальні потоки вихідних компонентів суміші формуються в основному внутрішньою поверхнею барабана. У випадку рухомих сумішей (осідання конуса 5...8 см) завдяки змащувальній дії цементного молока коефіцієнт тертя між стінками барабана і перемішуванню масою різко зменшується. Потoki формуються в основному лопатями.

Правильно вибрані форма барабана й установка лопатей дозволяють не тільки забезпечити розміщення в елементарному об'ємі вихідних компонентів у необхідній пропорції (тобто необхідну якість перемішування) за мінімальний час, а й розширити можливості використання циклічних гравітаційних бетонозмішувачів. Виходячи зі схеми, зображеної на рис. 10.10, що є типовою для гравітаційних змішувачів, загальна характеристика барабана (без лопатей) визначається за-

лежністю $k_{\sigma} = f\left(D_1, \frac{D_2}{L}, D_2, \beta_1, \beta_2\right)$.

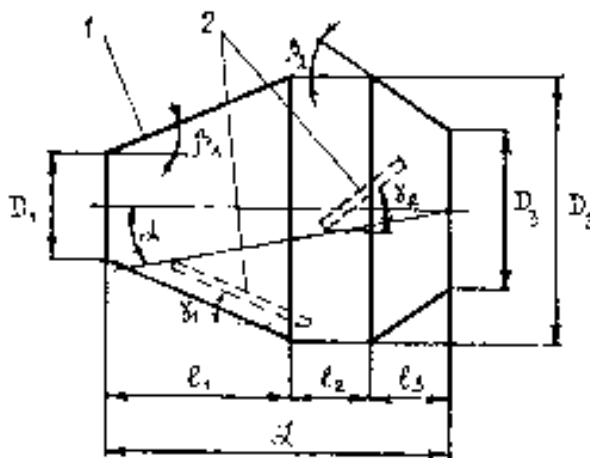


Рисунок 10.10 – Гравітаційна форма двоконусного барабана з встановленими лопатями: 1 – барабан; 2 – лопать

Діаметр D_1 завантажувального отвору визначається прийнятою швидкістю потоку завантажувальних компонентів і місткістю змішувача по завантаженню. Надто великий отвір зменшує допустиме завантаження барабана (особливо у випадках приготування дуже рухомої суміші) через її випліскування. Надто малий отвір збільшує тривалість завантаження і вивантаження барабана. Крім того, посилюється пиління цементу, оскільки завантажувані матеріали утворюють зустрічні потоки витискуваного з барабана повітря, швидкість якого тим більша, чим менший діаметр завантажувального отвору.

Співвідношення $\frac{D_2}{L}$ значною мірою визначає здатність забезпечувати рівномірний розподіл вихідних компонентів суміші в будь-якому перерізі по осі обертання. Пояснюється це тим, що $\frac{D_2}{L}$ впливає на вибір інших розмірів барабана.

Так, максимальний діаметр D_2 визначає висоту підйому частинок суміші й, отже, ефективність змішування.

Проте цей діаметр обмежується оптимальним співвідношенням поздовжніх і поперечних розмірів барабана і розміром попереднього конуса. Від обраного діаметра D_2 і прийнятого співвідношення поздовжніх і поперечних розмірів барабана при заданих кутах конічних поверхонь залежить геометрична місткість барабана.

Конічні поверхні барабана й особливо передній конус виконують суттєву частину роботи зі створення дифузійного процесу вздовж осі барабана. Крім того, передній конус виконує роль "лотка", яким вивантажується готова суміш. Від кута β_1 (рис. 10.10) цього конусу залежить інтенсивність руху суміші по осі, швидкість і ступінь очищення барабана при вивантаженні. Тому, з одного боку, спостерігається тенденція щодо збільшення кута, а, з другого — існує стримуючий фактор: трудність при вивантаженні готової суміші. Найбільш раціональне числове значення кута $\beta_1 = 36^\circ$.

Стосовно кута β_2 визначає задній конус, то його неправильний вибір веде до налипання суміші, зниження вільного руху компонентів. Числове значення кута $\beta_2 \approx 40^\circ$. Взагалі слід сказати, що в сучасних конструкціях змішувачів (особливо для невеликих об'ємів) задній конус виконує роль посадочного місця барабана.

Вибрані в такий спосіб розміри барабана утворюють його геометричну ємкість V_r , яка визначається місткістю змішувача по завантаженню V_3 і прийнятим коефіцієнтом завантаження K_3 , що дорівнює $\frac{V_3}{V_r}$. Природним є прагнення до збільшення K_3 . Проте збільшення K_3 , пов'язано з різким зменшенням продуктивності змішувача. Пояснюється це тим, що для створення осьових і радіальних потоків необхідно мати певний простір. На практиці співвідношення $\frac{V_3}{V_r} = \frac{1}{3}$.

Важливим чинником, що впливає на процес створення потоків є також наявність лопатей, що монтуються на внутрішній поверхні барабана.

У гравітаційних змішувачах встановлюють два види лопатей; донні та горловинні, вплив яких на процес оцінюється коефіцієнтом $K_{\dot{v}}$, що залежить від таких параметрів і характеристик процесу

$$K_{\dot{v}} = f \left(\mathfrak{F}_I, n_{\dot{E}}, \phi_{\dot{E}}, \gamma_{\dot{A}}, \gamma_{\dot{A}}, l_{\dot{A}}, l_{\dot{A}} \right),$$

де \mathfrak{F}_I — коефіцієнт, який характеризує вид потокостворення; $n_{\dot{E}}$ — кількість лопатей; $\phi_{\dot{E}}$ — коефіцієнт, який враховує форму лопатей; $\gamma_{\dot{A}}, \gamma_{\dot{A}}$ — кути установки донних і горловинних лопатей; $l_{\dot{A}}, l_{\dot{A}}$ — довжина відповідно донної та горловинної лопатей.

У циклічних гравітаційних змішувачах використовують головним чином три типи потоків: змінний, радіальний та перехресний.

За змінного потоку донна лопать формує потік рухомої суміші, що напрямлений у передню зону горловинної лопаті. Тут потік змінює свій напрям і руха-

ється до задньої частини донної лопаті і т. д. Отже, при переході з лопаті на лопать потік змінює свій напрям.

У разі радіального потоку лопаті встановлюють уздовж осі обертання барабана і вони вже не беруть участі у створенні осьових потоків компонентів, що перемішуються.

Найкращим типом потокостворення є перехресний, за якого донна та горловина лопаті утворюють під час приготування рухомої суміші перехресні чи стичні потоки. Забезпечується такий рух відповідним розставленням горловинної та донної лопатей, які перекривають передній і задній конуси та циліндричну частину барабана. Кути похилу донних ($\gamma_{\bar{A}} \approx 20^\circ$) і горловинних ($\gamma_{\bar{A}} \approx 40^\circ$) лопатей визначають формування потоку від днища барабана до горловини, оскільки зворотний потік створюється внаслідок установаження осі обертання барабана під кутом до горизонту (на практиці кут установки барабана $\alpha \leq 15^\circ$).

Довжини горловинної та донної лопатей визначають з умов мінімального налипання суміші, формування того чи іншого типу потокостворення і можливості введення в барабан завантажувальних пристроїв. Ці умови визначають ступінь перекриття лопатями конічних і циліндричних частин барабана.

Важливою характеристикою робочого процесу перемішування є також частота обертання барабана, оптимальне значення якої тісно зв'язане з коефіцієнтом тертя суміші по внутрішній поверхні, з коефіцієнтом завантаження, а також з діаметром барабана. Суворо кажучи, частота обертання має бути змінною залежно від зазначених параметрів. Збільшенню частоти обертання барабана перешкоджає необхідність виключити режим центрифугування, коли частинки суміші рухаються тільки коловими концентричними траєкторіями, а перемішування замінюється сегрегацією, оскільки частинки з великою масою прагнуть вийти на більший діаметр. При визначенні частоти обертання вважають (рис. 10.11, а), що при куті відриву суміші від лопатей $\beta = 40 \dots 50^\circ$ забезпечується умова співвідношення частот $\omega = 0,55\omega_{\text{ед}}$,

де $\omega_{\text{ед}}$ - критична кутова швидкість, розраховують її з рівності у верхній точці барабана відцентрової сили $m\omega_{\text{ед}}^2 \frac{D}{2}$ і сили ваги mg , тобто $m\omega_{\text{ед}}^2 \frac{D}{2} = mg$.

Звідси $\omega_{\text{ед}}^2 = \sqrt{\frac{2g}{D}}$, де m — маса частинки.

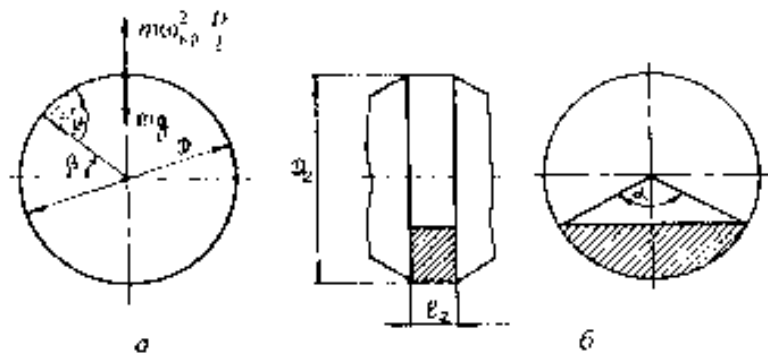


Рисунок 10.11 – схема для визначення параметрів гравітаційного змішувача: а – частоти обертання барабана; б – діаметра циліндричної частини

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

$$\omega = \frac{2,1 \dots 2,4}{\sqrt{D_2}}, c^{-1}$$

де D_2 — діаметр циліндричної частини барабана, м.

Для визначення D_2 (рис. 10.11,б) вводять такі припущення: вважають, що в циліндричній частині міститься 25—30% всієї суміші; між довжиною циліндричної частини та її діаметром існує співвідношення $\frac{\ell_2}{D_2} = 0,2; 0,3$) центральний кут сегмента $\alpha = 130 \dots 140^\circ$.

Використовуючи відому формулу для визначення об'єму сегмента, де перебуває суміш, $V_2 = \frac{D_2^2}{8} \left(\frac{\pi\alpha}{180^\circ} - \sin \alpha \right) \ell_2$, і враховуючи зазначені припущення, матимемо формулу для визначення діаметра $D_2 = 1,6 \dots 1,75 \sqrt[3]{V_3}$,

де V_3 — об'єм суміші, що завантажується у змішувач.

Продуктивність гравітаційного бетонозмішувача циклічної дії у загальному вигляді є функція розглянутих вище параметрів: $\dot{I} = f(k_a, k_E, k_3, V_A, \alpha_a, \omega, t)$, де з невизначених є коефіцієнт t , від якого залежить темп завантаження, перемішування та вивантаження.

Для сталих величин $k_a, k_E, k_3, V_A, \alpha_a, \omega$ матимемо таку формулу для визначення продуктивності:

$$\dot{I} = V_3 k_B Z k_M, i^3 / \tilde{a} \tilde{a},$$

де $k_B = \frac{V_{A\tilde{N}}}{V_3}$ — коефіцієнт виходу суміші, що визначається співвідношенням об'єму готової суміші $V_{A\tilde{N}}$ і об'єму суміші, що завантажується V_3 (для бетонних сумішей $k_B = 0,65$, для розчинів $k_B = 0,75$); k_i — коефіцієнт використання машини в часі ($k_i = 0,8 \dots 0,85$); Z — кількість замісів за годину, $Z = \frac{3600}{t_1 + t_2 + t_3}$, час

завантаження змішувача $t_1 = 15 \dots 20$ с; час перемішування $t_2 = 50 \dots 120$ с; час на вивантаження суміші $t_3 = 12 \dots 18$ с.

Визначають зусилля на опорні та підтримуючі ролики, розраховують механізм нахилу барабана.

Зусилля на опорні ролики визначають за умови, що суміш перебуває в статичному стані (рис. 3.12,а) $G_{\tilde{n}\tilde{o}i} + G_a = 2T \cos \beta$.

Звідси зусилля на опорні ролики, Н:

$$T = \frac{G_{\tilde{n}\tilde{o}i} + G_a}{2 \cos \beta}, \quad (10.5)$$

де кут установки роликів ($\beta \approx 30^\circ$).

Зусилля на підтримуючі ролики визначають за умови, що барабан нахилений під кутом 60° (процес розвантаження барабана).

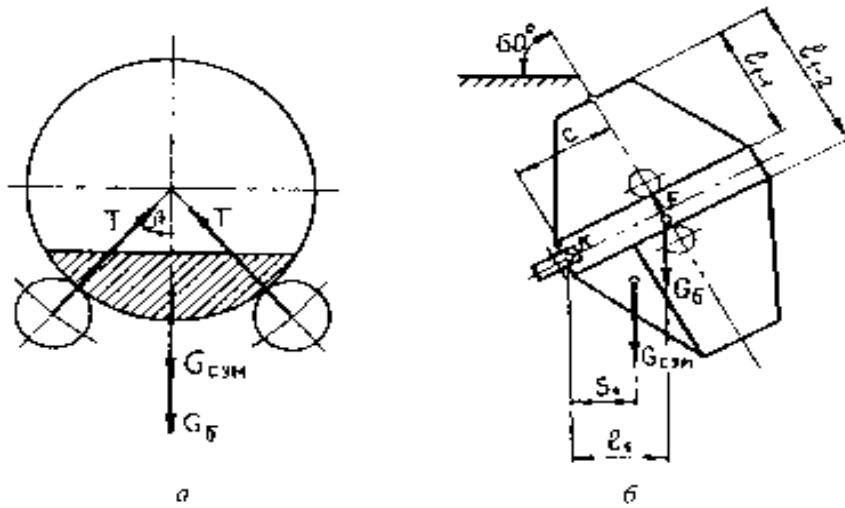


Рисунок 10.12 – Схеми для визначення зусиль на ролики:
а – на опорні ролики; б – на підтримуючі ролики

Сума моментів сил при розвантаженні відносно точки к (рис. 10.12,б)

$$\sum M_K = G_{\text{н\o}} S_1 + G_a l_1 - 2F c = 0.$$

Звідси навантаження на кожний підтримуючий ролик, Н:

$$F = \frac{G_{\text{н\o}} S_1 + G_a l_1}{2c}, \quad (3.6)$$

де S_1 і l_1 — відповідні плечі сил $G_{\text{н\o}}$ і G_a ; c — вертикальна проекція відстані від осі обертання барабана до опорного ролика.

Координату опорного бандажа барабана x_1 приймають посередині його циліндричної частини, $x_1 = \frac{l_{1-1} + l_{1-2}}{2}$.

Механізм нахилу барабана, що складається з пневматичного або гідравлічного циліндра та траверси, розраховують на навантаження, що виникає на штоці циліндра при нахилі барабана (рис. 10.13). При максимальному куті нахилу барабана ($\alpha = 60 \dots 65^\circ$) суміш швидко й повністю вивантажується, а навантаження на шток циліндра визначають з умови рівноваги сил ваги барабана G_a , траверси G_δ та сили F відносно осі повороту траверси $F r + G_a b - G_\delta a = 0$,

де r, b, a — плечі дій відповідних сил F, G_a, G_δ .

Для попередніх розрахунків параметри центрів мас барабана і траверси можна прийняти такими: $H = 0,25R$, $l = 0,5R$, де R - внутрішній радіус барабана. Тоді при повороті барабана плечі дії відповідних сил матимуть такі значення:

$$a = l \sin \alpha = 0,5R \sin \alpha, \quad b = h \sin \alpha = 0,25R \sin \alpha.$$

Навантаження на шток циліндра, Н:

$$F = \frac{0,5G_\delta R \sin \alpha - 0,25G_a R \sin \alpha}{r}. \quad (10.7)$$

При попередніх розрахунках роблять припущення, що ($G_\delta = 0,32G_{\text{с\i}}$ і $G_a = 0,38G_{\text{с\i}}$ ($G_{\text{с\i}}$ — загальна вага змішувача).

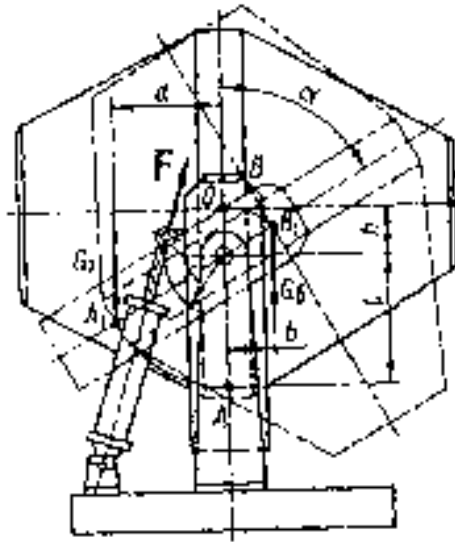


Рисунок 10.13 – Схема для визначення параметрів нахилу барабана

Діаметр поршня D пневматичного (гідравлічного) циліндра при заданому тиску робочої суміші P (H / λ^2): $D = \sqrt{\frac{4F}{\pi P}}$.

При визначенні потужності бетонозмішувача вважають, що енергія витрачається на подолання сил тертя в опорних частинах барабана та на перемішування суміші.

Перша складова енергії залежить від конструктивних особливостей установки барабана. У разі периферійного привода барабана, коли він спирається на опорні ролики, сила опору складається із сили кочення роликів по бандажу F_K та сили тертя F_{δ} у цапфах роликів, Н:

$$F_{\Pi} = F_K + F_{\delta} = 2T \left(\frac{2k}{d_p} + \frac{\mu d_{\delta}}{d_p} \right),$$

де T — сила, що визначається за (10.5); k — плече тертя кочення бандажу барабана по роликах, $k = 0,0008 \dots 0,001$ м; d_p — діаметр роликів, м; μ — коефіцієнт тертя у цапфах роликів, $\mu = 0,02$; d_{δ} — діаметр цапф, м.

Тоді потужність, Вт:

$$P_{\Pi} = F_{O'i} R' \omega, \quad (10.8)$$

де R' — радіус бандажу барабана, м.

Для центрального привода сила опору дорівнює силі тертя, Н:

$$F_{\Pi} = F_{\delta} = G_{\bar{n}oi} + G_a \mu, \text{ де коефіцієнт тертя в підшипниках барабана } \mu = 0,02.$$

Тоді потужність, Вт:

$$P_{\Pi} = F_{O'i} r_o \omega, \quad (10.9)$$

де r_o — радіус осі, на якій закріплений в опорах барабан, м.

Потужність, необхідну для перемішування суміші, визначають з припущення, що енергія витрачається на піднімання цієї суміші в барабані, що обертається. Дійсно, в загальному вигляді можна записати вираз для роботи, витраченої за один цикл циркуляції суміші (рис. 10.14,а), Дж:

$$\dot{A} = G_{\bar{n}oi} h, \quad (10.10)$$

де $G_{\bar{n}\delta i}$ - сила ваги суміші, Н; h — висота піднімання суміші в барабані, м.

При всій простоті підходу постає багато запитань, пов'язаних з визначенням фактичної сили ваги, знаходженням висоти, тому що, як вже зазначалося, суміш піднімається як лопатями, так і завдяки тертю її по поверхні барабана. Виникають труднощі і при точному визначенні циркуляції. Тут слід нагадати, що барабан має не тільки циліндричну, а й конічну частину.

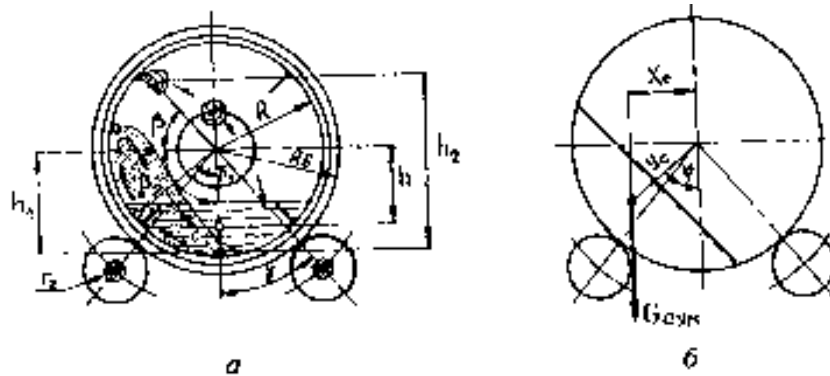


Рисунок 10.14 – Схема для визначення потужності гравітаційного змішувача на перемішування суміші

Долаються зазначені труднощі такими міркуваннями й розрахунками.

Вважають, що потужність, необхідна для перемішування суміші, має два складники — на піднімання суміші лопатями D_E та під дією сил тертя D_D

$$D_{i\bar{a}\delta} = D_E + D_D = G_1 h_1 Z_1 + G_2 h_2 Z_2 \bar{n}, \text{ Вт}, \quad (10.11)$$

де G_1 — сила ваги суміші, що піднімається лопатями, Н; G_2 — сила ваги суміші, що піднімається під дією сил тертя, Н; h_1, h_2 — висота піднімання суміші відповідно лопатями та силою тертя; Z_1, Z_2 — число циркуляцій суміші за один оборот барабана відповідно лопатями і за рахунок сил тертя; n — частота обертання барабана, об/с.

Роблять припущення, що розподіл суміші між G_1 і G_2 складається в такій пропорції

$$\begin{aligned} G_1 &= 0,15 G_{\bar{n}\delta i}; \\ G_2 &= 0,85 G_{\bar{n}\delta i}. \end{aligned} \quad (10.12)$$

Висоти h_1 знаходять із співвідношення (рис. 10.14,а) $h_1 = R \sqrt{1 + \sin^2 \beta}$, де R — внутрішній радіус барабана, м; кут β приймають таким, що дорівнює куту тертя суміші в лопаті, тобто $\beta = 45^\circ$. Тоді $h_1 = 1,7R$. Стосовно висоти h_2 робиться припущення, що кут піднімання суміші за рахунок сил тертя β_2 буде більшим від кута тертя β_1 і, враховуючи вплив лопатей та підпір нижніх шарів суміші, приймають $\beta_2 = 90^\circ$. Тоді $h_2 = R$.

Число циркуляцій суміші як в першому, так і в другому випадку беруть однаковим $Z_1 = Z_2 = 2$ виходячи з таких міркувань: $Z_1 = \frac{t_{i\bar{a}}}{t_1 + t_2}$,

де $t_1 = \frac{90^\circ + \beta}{360^\circ n} = \frac{0,374}{n}$ — час, що йде на піднімання суміші лопатями, с;

$t_2 = \sqrt{\frac{2h_2}{g}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 1,7R}{9,81}} = 0,6\sqrt{R}$ — час, що відповідає падінню суміші, с: $t_{\text{іа}} = \frac{1}{n}$ —

час одного обороту барабана, с. Визначення цих параметрів для змішувачів місткістю 500...1500 л дає результат, що $Z_1 = 2$. Кількість циркуляцій Z_2 встановлюють за умови, що час опускання суміші дорівнює часу її піднімання:

$Z_2 = \frac{360^\circ}{2\beta_2} = 2$. З урахуванням прийнятих умов (10.11), припущень (10.12) і розрахунків, остаточно формула для визначення потужності матиме такий вигляд:

$$P_{\text{іа}} = 2,2G_{\text{іа}} Rn, \text{ Вт.} \quad (10.13)$$

Є й інший підхід, оснований на визначенні моменту від неврівноваженої частини суміші (рис. 3.14,6):

$$M_{\text{іа}} = G_{\text{іа}} x_c = G_{\text{іа}} y_c \sin \varphi, \text{ Н.м,} \quad (10.14)$$

де x_c, y_c — відповідні координати від центра ваги до центра осі обертання барабана; φ — кут, що характеризує переміщення центра ваги суміші всередині барабана при його обертанні. При використанні формули (3.14) виникають проблеми з визначенням $G_{\text{іа}}$ і x_c, y_c . Проте вони можуть бути вирішені застосуванням графоаналітичного методу на основі використання рівнянь статичних моментів сил ваги, що дає змогу врахувати форму барабана, а також аналітичного методу з використанням універсальної формули Сімпсона та рівнянь статичних моментів сил ваги.

Для змішувача, барабан якого має циліндричну форму (рис. 10.15,а), переріз суміші являє собою сегмент з центральним кутом α і радіуса R .

Для визначення координати y_c використовують відому формулу

$$y_c = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 \sin \frac{\alpha}{2}}{S}, \quad (10.15)$$

де площа сегмента $S = \frac{R^2}{2} (\alpha_{\text{рад}} - \sin \alpha)$

а кут обчислюють із співвідношення

$$\alpha_{\text{рад}} = \frac{\pi \alpha^\circ}{180}, \quad (10.16)$$

Щоб знайти y_c , необхідно знати параметри R, α і S . Площа S , як правило, відома або легко визначається при відомому об'ємі завантаження V : $S = \frac{V}{L}$, де L

— довжина барабана. Кут α знаходять із співвідношення $\cos \frac{\alpha}{2} = \frac{h}{R}$.

Стосовно форми барабана, що має як циліндричну, так і одну або дві конічні частини, виникає проблема у визначенні параметрів r, α і S ; оскільки вони змінні.

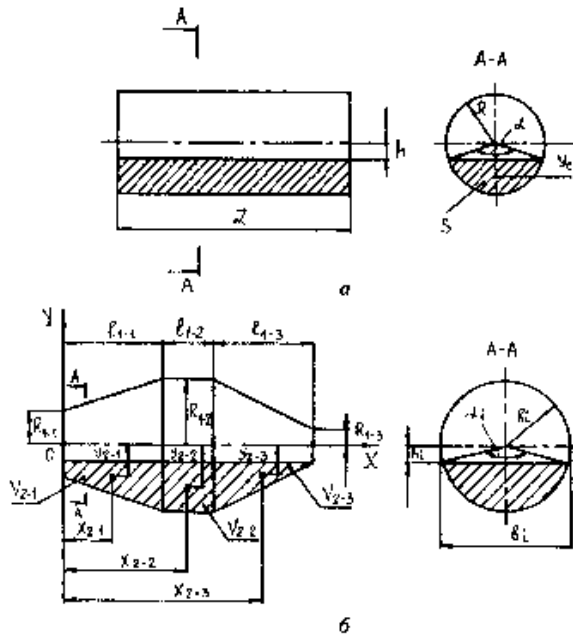


Рисунок 10.15 – Схема до визначення координат центру ваги суміші в гравітаційному змішувачі

Розрахунки виконують за таких припущень (рис. 10.15,6): розміщення суміші в барабані характеризується розміром h від осі барабана до поверхні суміші ($h \approx R_{1-3}$); координати починаються в точці 0. Між іншим, можлива й більш загальна постановка задачі, $h \neq R_{1-3}$. В обох випадках розв'язок знаходження V_i , x_i , і y_i ґрунтується на застосуванні методів аналітичної геометрії та універсальної формули Сімпсона, яка визначає залежність між об'ємом і параметрами барабана.

Розглянемо послідовність визначення параметрів для найбільш загальної форми барабана (рис. 10.15,6).

Об'єм суміші в циліндричній частині визначається радіусом R_{1-2} , кутом α , товщиною b . Кут α , рад, обчислюють, як і раніше, із співвідношення

$$\begin{aligned} \cos \frac{\alpha}{2} &= \frac{h}{R_{1-2}}; \\ \frac{\alpha}{2} &= \arccos \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right); \\ \alpha_{\text{ддд}} &= \frac{\alpha^\circ \pi}{180}. \end{aligned} \quad (10.17)$$

Координату y_{2-2} визначають за (10.15), де $R = R_{1-2}$, а площа $S = S_{2-2}$ при врахуванні (10.17):

$$S_{2-2} = R_{1-2}^2 \left[\arccos \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right) - \frac{h}{R_{1-2}} \sqrt{1 - \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right)^2} \right]. \quad (10.18)$$

Об'єм суміші в циліндричній частині барабана

$$V_{2-2} = S_{2-2} l_{2-2} = R_{1-2}^2 l_{1-2} \left[\arccos \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right) - \frac{h}{R_{1-2}} \sqrt{1 - \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right)^2} \right]. \quad (10.19)$$

Координата

$$x_{2-2} = l_{1-1} \frac{l_{1-2}}{2}, \quad (10.20)$$

а координата y_{2-2} при врахуванні (10.17)

$$y_{2-2} = \frac{2}{3} R_{1-2} \frac{\left[1 - \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right)^2 \right]^{\frac{3}{2}}}{\left[\arccos \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right) - \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right) \sqrt{1 - \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right)^2} \right]}. \quad (10.21)$$

Об'єми та центри ваги бетонної суміші відповідно в короткому та довгому конусах барабана ($V_{2-1}; V_{2-3}$ і $x_{2-1}, y_{2-1}, x_{2-3}, y_{2-3}$) визначають у такій послідовності. Формула Сімпсона для об'єму V_{2-1} має вигляд

$$V_{2-1} = \frac{l_{1-1}}{6} S_1 + 4S_2 + S_3 \bar{i}^3, \quad (10.22)$$

$$S_1 = \frac{1}{2} R_{1-1}^2 \tilde{\alpha}_1 - \sin \alpha_1 \bar{i}^2,$$

$$\tilde{\alpha}_1 = 2 \arccos \left(\frac{h}{R_{1-1}} \right), \quad \delta \bar{i} \ddot{i},$$

$$S_2 = \frac{1}{2} \tilde{R}^2 (\tilde{\alpha}_2 - \sin \alpha_2), \quad \bar{i}^2,$$

де

$$\tilde{\alpha}_2 = 2 \arccos \left(\frac{h}{\tilde{R}} \right), \quad \delta \bar{i} \ddot{i}; \quad \tilde{R} = \frac{R_{1-1} + R_{2-2}}{2}, \quad \bar{i},$$

$$S_3 = \frac{1}{2} \tilde{R}_{1-2}^2 \tilde{\alpha}_3 - \sin \alpha_3 \bar{i},$$

$$\tilde{\alpha}_3 = \arccos \left(\frac{h}{R_{1-2}} \right), \quad \delta \bar{i} \ddot{i}.$$

Об'єм V_{2-3} знаходять аналогічно (10.22) з відповідною заміною індексів параметрів l_{1-1} на l_{1-3} , а також з урахуванням, що $h = R_{1-3}$:

$$V_{2-3} = \frac{l_{1-3}}{6} S_3 + 4S_4 \bar{i}^3, \quad (10.23)$$

$$S_4 = \frac{1}{2} \tilde{R}^2 (\tilde{\alpha}_4 - \sin \alpha_4), \quad \bar{i}^2$$

де

$$\tilde{\alpha}_4 = 2 \arccos \left(\frac{h}{\tilde{R}} \right), \quad \delta \bar{i} \ddot{i}; \quad \tilde{R} = \frac{R_{1-2} + R_{1-3}}{2}, \quad \bar{i}.$$

Для встановлення координат (x_{2-1}, y_{2-1}) центра ваги об'єму V_{2-1} і координат (x_{2-1}, y_{2-3}) центра ваги об'єму V_{2-3} , використаємо методи аналітичної геометрії (рис. 10.16).

Маємо такі координати визначених точок барабана

$$\left. \begin{aligned} x_A = 0; y_A = -R_{1-1} + h; x_B = l_{1-1}; y_B = -R_{1-1} + h \\ x_C = l_{1-1}; y_C = -R_{1-2}; x_D = 0; y_D = -R_{1-1} \\ x_E = l_{1-1}; y_E = -R_{1-1} \left(x_N = \frac{l_{1-1}}{2}; y_N = -\frac{R_{1-1} + h}{2} \right) \\ \left(x_K = \frac{l_{1-1}}{2}; y_K = -\frac{R_{1-1} + R_{1-2}}{2} \right) \end{aligned} \right\} \quad (10.24)$$

Розглянемо трикутник DEC. Відомо, що центр ваги трикутника розміщений на перехресті його медіан, а медіани в точці їх перехрестя діляться у відношенні 1:2, якщо рахувати від основи медіани до її вершини. Тому легко можна знайти координати точки Q медіани EK, яка і є точкою перехрестя медіан трикутника

$$\text{DEC: } \frac{\overline{KQ}}{\overline{QE}} = 1:2.$$

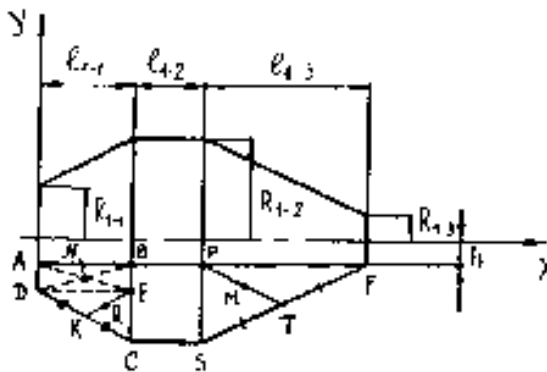


Рисунок 10.16 – Схема для визначення координат центра ваги конусних об'ємів барабана методом аналітичної геометрії

Тоді

$$x_Q = \frac{x_K + \frac{1}{2}x_E}{1 + \frac{1}{2}} = \frac{\frac{1}{2}l_{1-2} + \frac{1}{2}l_{1-1}}{\frac{3}{2}} = \frac{2}{3}l_{1-1}. \quad (10.25)$$

Аналогічно до x_Q визначимо координату y_Q

$$y_Q = \frac{y_K + \frac{1}{2}y_E}{1 + \frac{1}{2}} = -\frac{2}{3} \left(\frac{1}{2}R_{1-2} + R_{1-1} \right). \quad (10.26)$$

Координати центра ваги трапеції ABCD:

$$x_{2-1} = \frac{x_N l_{1-1} R_{1-1} - h + x_Q l_{1-1} R_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}{l_{1-1} R_{1-1} - h + l_{1-1} R_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}.$$

З урахуванням (10.25), (10.26) і після відповідних перетворень матимемо:

$$x_{2-1} = \frac{l_{1-1} \mathfrak{R}_{1-1} - h \frac{1}{2} + l_{1-1} \frac{1}{3} \mathfrak{R}_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}{\mathfrak{R}_{1-1} - h \frac{1}{2} + \mathfrak{R}_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}. \quad (10.27)$$

Аналогічно визначимо координату

$$y_{2-1} = \frac{y_N l_{1-1} \mathfrak{R}_{1-1} - h \frac{1}{2} + y_Q l_{1-1} \mathfrak{R}_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}{l_{1-1} \mathfrak{R}_{1-1} - h \frac{1}{2} + l_{1-1} \mathfrak{R}_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}$$

Остаточно для координати y_{2-1} матимемо таку залежність від відповідних параметрів

$$y_{2-1} = \frac{-\frac{1}{2} l_{1-1} \mathfrak{R}_{1-1}^2 - h^2 \frac{1}{2} + \left(-\frac{1}{3}\right) \left[\frac{1}{2} R_{1-2} + R_{1-1}\right] \mathfrak{R}_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}{\mathfrak{R}_{1-1} - h \frac{1}{2} + \mathfrak{R}_{1-2} - R_{1-1} \frac{1}{2}}. \quad (10.28)$$

При розгляді трикутника PFC, що являє собою переріз довгого конуса, матимемо медіану PT і координати точок:

$$\begin{aligned} \mathfrak{A}_P &= l_{1-1} + l_{1-2}; y_P = -h; \mathfrak{A}_F = l_{1-1} + l_{1-2} + l_{1-3}; y_F = -h; \\ \mathfrak{A}_S &= l_{1-1} + l_{1-2}; y_S = -R_{1-2}; \left(x_T = l_{1-1} + l_{1-2} + \frac{l_{1-3}}{2}; y_T = -\frac{R_{1-2} + h}{2} \right). \end{aligned} \quad (10.29)$$

Із трикутника PES визначимо, що M — точка перехрестя медіан, тому

$$\frac{PM}{MT} = \frac{2}{1}; \quad \frac{TM}{MP} = \frac{1}{2}.$$

Тоді, скориставшись цими співвідношеннями, і з урахуванням (10.29) знаходимо координати x_M і y_M , тобто x_{2-3} і y_{2-3} :

$$\left. \begin{aligned} x_M = x_{2-3} &= \frac{x_T + \frac{1}{2} x_P}{1 + \frac{1}{2}} = l_{1-1} + l_{1-3} + \frac{1}{3} l_{1-3}; \\ y_M = y_{2-3} &= \frac{y_T + \frac{1}{2} y_P}{1 + \frac{1}{2}} = -\frac{R_{1-2} + 2h}{3}. \end{aligned} \right\} \quad (10.30)$$

Координати центра ваги всього об'єму бетонної суміші визначають за рівнянням статичних моментів знайдених об'ємів і координат їх частин:

$$\begin{aligned} x_2 &= \frac{V_{2-1} x_{2-1} + V_{2-2} x_{2-2} + V_{2-3} x_{2-3}}{V_{2-1} + V_{2-2} + V_{2-3}}; \\ y_2 &= \frac{V_{2-1} y_{2-1} + V_{2-2} y_{2-2} + V_{2-3} y_{2-3}}{V_{2-1} + V_{2-2} + V_{2-3}}. \end{aligned} \quad (10.31)$$

Загальна вага бетонної суміші, H:

$$G_{\text{д.н.}} = V_{2-1} + V_{2-2} + V_{2-3} \rho g, \quad (10.32)$$

де щільність суміші $\rho = (1800...2400) \text{ кг/м}^3$; $g \approx 9,81 \text{ м/с}^2$.

Використовуючи залежності (10.31) і (10.32) і з урахуванням відповідних формул (10.15)...(10.30), можна визначити момент неврівноваженої бетонної суміші при обертанні барабана, а потім і потужність.

Розглянута методика розрахунку параметрів гравітаційного бетонозмішувача ґрунтується на заздалегідь відомих параметрах, які визначають його форму, тобто радіуси R_i та довжини $l_{1-1}...l_{1-3}$. Проте, можлива постановка задачі на проектування й нового бетонозмішувача, коли ці вихідні дані невідомі. У такому разі добирають аналог, який визначає форму барабана і відомі параметри аналога: загальний об'єм та геометричні розміри. Візьмемо, як приклад, вже розглянуту форму (рис. 10.10).

Задача формулюється так: необхідно зробити проект змішувача з новим барабаном, об'єм якого в k разів, наприклад, більший за об'єм відомого аналога, тобто $V_H = kV_a$.

Геометричний об'єм барабана, що складається з циліндричної та двох конічних частин може бути знайдений за формулою

$$V_2 = V_{1-1} + V_{2-2} + V_{2-3} = \frac{\pi \cdot l_{1-1}}{12} (D_{1-1}^2 + D_{1-1}^2 + D_{1-1}D_{1-2}) + \frac{\pi \cdot l_{1-2}}{4} D_{1-2}^2 + \frac{\pi \cdot l_{1-3}}{12} (D_{1-3}^2 + D_{1-2}^2 + D_{1-2}D_{1-3}) \quad (10.33)$$

в якій невизначеними є геометричні розміри l і D .

Можливі три способи розв'язання задачі.

Перший полягає у тому, що незмінними по відношенню до аналогу є діаметри відповідних частин барабана, тобто $d_i = \text{const}$ ($i = 1,3$). Тоді згідно із залежністю (10.33) матимемо зростання довжини в k разів

$$l_1^H = kl_1^a; l_2^H = kl_2^a; l_3^H = kl_3^a. \quad (10.34)$$

Другий варіант передбачає залишити незмінними довжини барабана, тобто $l_i = \text{const}$ ($i=1,3$). Тоді для встановлення нових значень діаметрів барабана матимемо такі залежності:

$$d_1^H = \sqrt{k}d_1^a; d_2^H = \sqrt{k}d_2^a; d_3^H = \sqrt{k}d_3^a. \quad (10.35)$$

Цілком імовірно, що виконання умов (10.34), як і (10.35), потребує зміни тілесних кутів конусів, що, у свою чергу, може вплинути на інтенсивність процесу перемішування. Тому найраціональнішим є третій варіант розв'язання задачі, який забезпечує незмінність кутів. У такому разі для визначення довжин і діаметрів матимемо такі залежності:

$$l_1^H = \sqrt[3]{k}l_1^a; l_2^H = \sqrt[3]{k}l_2^a; l_3^H = \sqrt[3]{k}l_3^a, \\ d_1^H = \sqrt[3]{k}d_1^a; d_2^H = \sqrt[3]{k}d_2^a; d_3^H = \sqrt[3]{k}d_3^a \quad (10.36)$$

Одержані в такий спосіб коефіцієнти подібності (10.34)...(10.36) дадуть змогу використати формулу (10.33) для визначення об'єму гравітаційного змішувача, барабан якого має форму, що подібна до барабана-аналога.

Крім цього визначення, є всі дані для побудови форми барабана й подальшого розрахунку та конструювання механізмів і змішувача в цілому. У разі відсутності аналога або за необхідністю розробки нової конструкції гравітаційного змішувача, можна скористатися рекомендаціями щодо вибору кутів похідних для

конусів $\beta_1 = 36^\circ$, $\beta_2 = 40^\circ$ та кутів установки горловинних і донних лопатей ($\gamma_1 = 20^\circ$, $\gamma_2 = 40^\circ$). Стосовно розрахунку лінійних розмірів (довжин і діаметрів), можна використати формулу (10.3), яка дозволяє знайти діаметр циліндричної частини при відомому об'ємі. Взагалі, об'єм матеріалу, що завантажується, є вхідним параметром. Існує певна залежність між діаметром завантажувального отвору D_3 та місткістю барабана по завантаженню V_3 , отримана на основі аналізу характерних гравітаційних змішувачів:

$$D_3 = 0,632V_3^{0,312}. \quad (10.37)$$

При знайдених діаметрах D_3 і D_4 та прийнятому куті можна обчислити довжину переднього конуса:

$$l_{k.i} = \frac{D_{\delta} - D_3}{2} \operatorname{ctg} \beta_1. \quad (10.38)$$

Довжину циліндричної частини l_{δ} , як уже зазначалося, можна визначити із залежності $l_{\delta} = 0,2D_{\delta}$.

Стосовно конструювання заднього конуса, то його параметри визначають з урахуванням кута β_2 . Взагалі його довжина для сучасних конструкцій лежить у межах $l_{\delta} \approx (0,13 \dots 0,15)D_{\delta}$, і є "посадковим місцем" для встановлення привода обертання барабана.

10.3. Конструкції гравітаційних змішувачів

Конструкції гравітаційних змішувачів відрізняються один від одного в основному формою та об'ємом барабана, будовою привода та мобільністю.

Пересувний бетонозмішувач на колісному ході (рис. 10.17) має об'єм готового замісу 50 л і використовується на невеликих об'ємах бетонних робіт, переважно при зведенні садових будиночків і котеджів. Змішувальний барабан 7 складається із двох частин — зрізаного конуса і сферичної, на опорі якої розміщене колесо зубчатої передачі 5. Шестірня передачі з'єднана зі шківом клинопасової передачі, що отримує обертальний рух від електродвигуна 3. Закриваються передачі кожухом 6. Утримується змішувальний агрегат на траверсі 2, яка з'єднується з опорою через шарнірний зв'язок 9. У середині барабана закріплені лопаті 8, що забезпечують перемішування суміші (положення барабана див. на рис. 10.17,а)

і вивантаження при повороті барабана навколо осі шарніра 9 (положення барабана див. на рис. 10.17,б). У попередніх конструкціях подібних змішувачів застосовували редуктори, що ускладнювало конструкцію. Заміна редуктора клино-пасовою передачею ще й набагато знижує трудоемність ремонту.

Бетонозмішувач (рис. 10.18) має об'єм 500 л і використовується в основному на будівельних об'єктах при виконанні різних робіт. Особливість його конструкції полягає в наявності власного механізму завантаження сипких компонентів будівельних сумішей у барабан змішувача. Механізм монтується на загальній рамі 17 змішувача. Канат 5 через блок 7, нерухому 1 та рухому 3 обійми блоків з допомогою гідроциліндра 2 тягне заповнений ківш 4 по напрямних 6. Коли нижні ролики ковша при підйомі досягнуть упорів, встановлених у напрямних, дно ковша відкривається і утворює собою лоток. Матеріал цим лотком надходить у барабан 8,

установлений у траверсі 11. Обертальний рух барабана здійснюється двигуном 13 через редуктор 12, що розміщені на траверсі. Виготовлена суміш вивантажується при нахиленому барабані. Нахил здійснюється при повороті траверси гідроциліндром 14 через зубчатий сектор 10 і шестірню 9, насадженою на палець траверси. Остання з допомогою цапф спирається на стояки 16, що закріплені на рамі 17. Змішувач обладнаний гідроприводом 15, який складається з двигуна, гідронасоса й розподільної арматури.

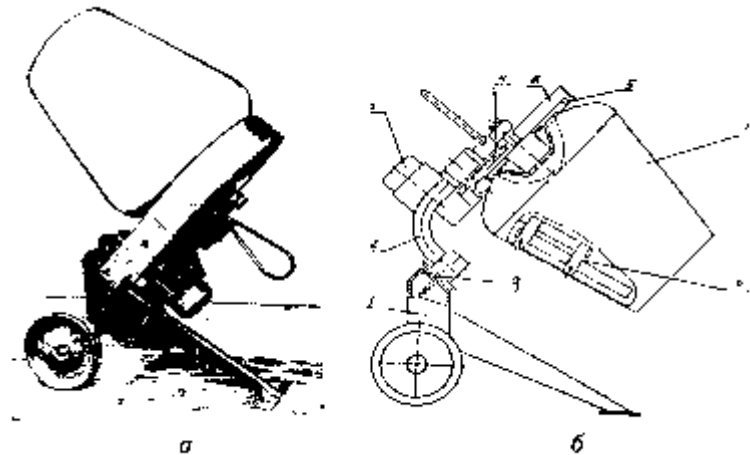


Рисунок 10.17 – Пересувний бетонозмішувач:
а – загальний вигляд; б – схема конструкції

Стосовно змішувачів, що використовуються у стаціонарних умовах, то можна виділити дві характерні конструкції, що відрізняються одна від одної формою барабана та приводом для його обертання. В одному випадку обертання здійснюється через зубчатий вінець, закріплений на циліндричній частині барабана, а в другому — безпосередньо з вихідного вала редуктора на спеціальну ступицю, вмонтовану в барабан.

Характерною конструкцією першого типу є стаціонарний бетонозмішувач з двоконусним барабаном (рис. 10.19), об'єм готової суміші якого 2000 л. Барабан 4 своїм бандажем 11 вільно спирається на ролики 5 і 10, які мають опори на траверсі 8. Щоб траверса мала змогу нахилитися в разі необхідності, вона з'єднана зі стояками 7 рами 9 спеціальними цапфами. Привод обертання барабана монтується на траверсі і складається з двигуна, редуктора та шестірні, яка перебуває у постійному зчепленні з вінцем 3. Для запобігання зміщенню барабана в осьовому напрямку установлені ролики 6.

Завантажують компоненти суміші в барабан через воронку 2, а вивантажують готову суміш при нахилі барабана внаслідок повороту траверси пневмоциліндром 7.

Прикладом другого типу бетонозмішувачів може слугувати конструкція, зображена на (рис. 10.20), що має компактний барабан 2 з об'ємом готової суміші 500 л. У середині барабана, що складається з двох усічених конусів, з'єднаних циліндричною обичайкою, закріплені шість швидкозйомних лопатей. Барабан своєю ступицею посаджений безпосередньо на вихідний вал редуктора 4, що вбудований у траверсу 3. Вхідний вал редуктора клинопасовою передачею 7 з'єднаний з

двигуном 5. Траверса встановлена на стояках рами 1 і з допомогою пневмоциліндра 8 може займати різні положення, що дає змогу барабану змінювати кут нахилу при завантаженні, перемішуванні та вивантаженні суміші (на рис. 3.19,6 показані положення барабана пунктирними лініями). Електрообладнання змішувача змонтоване у спеціальній шафі 6.

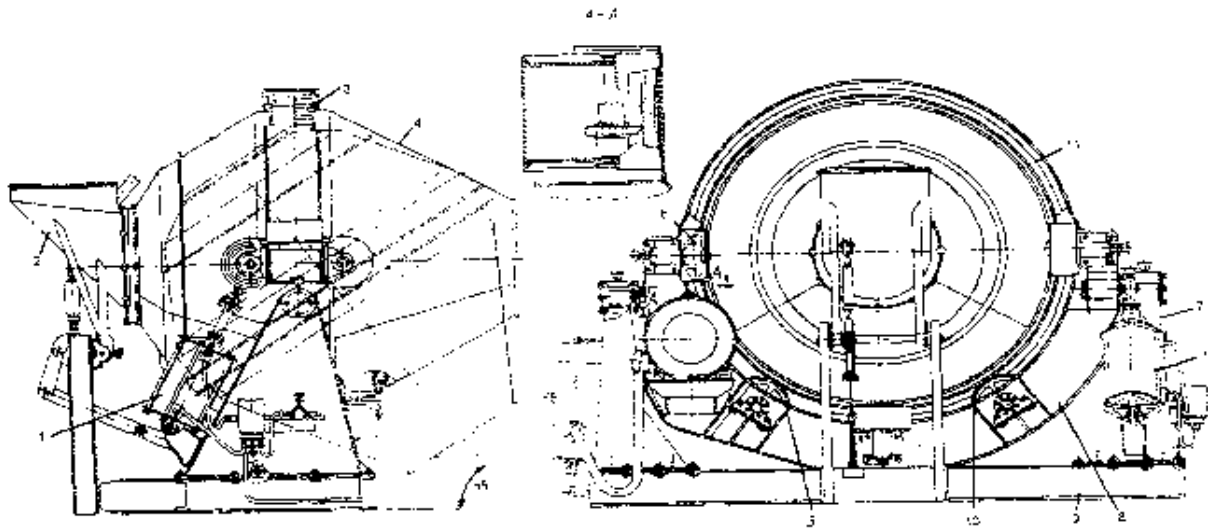


Рисунок 10.19 - Стационарний бетонозмішувач з двоконусним барабаном

Розглянута конструкція бетонозмішувача має перевагу не тільки у вдалому рішенні привода (наявність компактного двоступеневого планетарного редуктора із зубчатими колесами з високоміцної сталі і застосування клинопасової передачі), а й вибраній формі барабана, що відповідає сучасному погляду на процес перемішування.

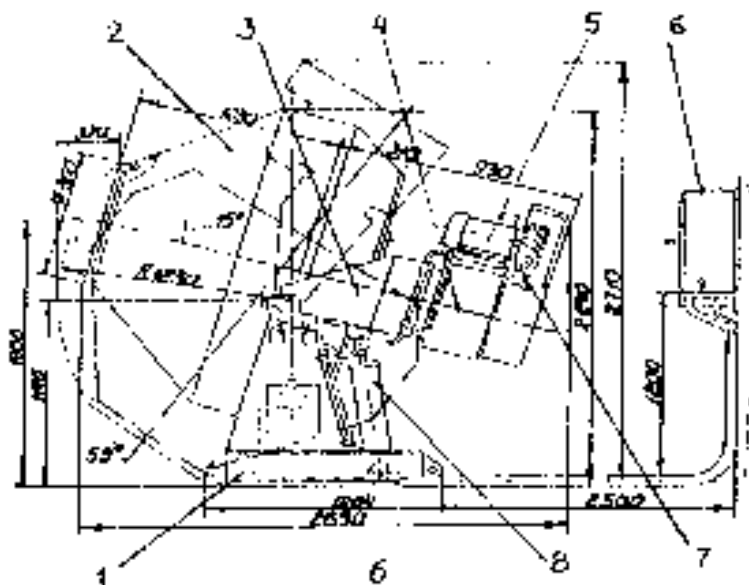


Рисунок 10.20 – Гравітаційний бетонозмішувач з центральним приводом

10.4. Основи теорії робочого процесу, визначення основних параметрів і конструкції змішувачів примусової дії.

Теорія робочого процесу та визначення параметрів

Змішувачі примусової дії мають суттєву відмінність від гравітаційних, яка полягає в наявності лопатевого механізму, розміщеного в корпусі машини. Лопатевий механізм являє собою горизонтальний або вертикальний вал з лопатками. Перемішування компонентів суміші здійснюється завдяки руху цих лопаток у середовищі. Цілком імовірно, що робочий процес дещо відмінний від руху суміші в гравітаційних змішувачах. Як і в будь-яких системах машина — середовище уявлення про те, що відбувається у результаті взаємодії лопаток з перемішуваною сумішшю є основою для складання фізичної або математичної моделі.

Якщо визначена модель, то є всі підстави для створення методики розрахунку, яка в основному зводиться до визначення зусиль, що діють на лопатки (сили опору) та енергії, що витрачається на перемішування. Є кілька підходів, відносно погляду на процес взаємодії лопатки з сумішшю і визначення зусиль.

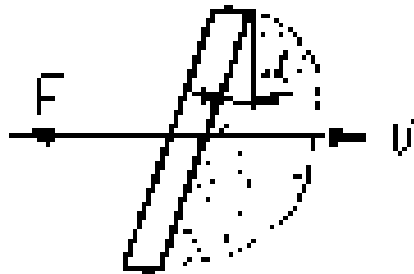


Рисунок 10.21 – Схема руху лопатки

Одним з перших можна назвати визначення сили опору, що діє на лопатку при її русі в рідині (рис. 10.21.) на основі формули Ньютона

$$F = \rho S v^2 \quad (10.39)$$

де ρ — густина рідини, кг/м^3 ; S — площа проекції лопатки на поверхню, перпендикулярну до напрямку швидкості, м^2 , для даного випадку (рис. 10.21) переріз $S = S_i \sin \alpha$; S_i — площа

лопатки; α — кут її нахилу); v — швидкість руху лопатки, м/с . Формула (10.39) отримана з таких міркувань. Коли тіло рухається в рідині, то воно на своєму шляху передає масі рідини m визначену кількість руху в одиницю часу t .

$F = \frac{mv}{t}$, де $\frac{mv}{t}$ — маса в одиницю часу, яка через свої параметри, що відповідають розмірності кг/с , може бути визначена як

$$\frac{m}{t} = \rho \left[\frac{\hat{e} \hat{a}}{\hat{t}^3} \right] \cdot S \hat{t}^2 \cdot v \left[\frac{\hat{t}}{\hat{h}} \right] = \rho S v,$$

тобто в кінцевому підсумку матимемо формулу (10.39).

При виведенні розрахункової формули (10.39) Ньютон виходив з припущення, що сила F залежить тільки від явищ, які виникають на передній поверхні тіла. У дійсності явища перед лопаткою і за лопаткою не є ідентичними. Ближче до дійсної модель Кірхгофа, згідно з якою сила опору визначається з припущення, що струмені рідини стікають з пластини і не перемішуються з рідиною за пласти-

ною, а тиск за пластиною лишається незмінним. Формула Кірхгофа має такий вигляд:

$$F = 0,44\rho Sv^2. \quad (10.40)$$

Проте модель Кірхгофа, як і формула (10.40), не враховує в'язкості та утворення вихорів за пластиною. Деякою мірою ці недоліки ліквідуються в теорії, запропонованій Карманом: за пластиною, що рухається в рідині, відбуваються складні явища. Карман вважав, що за поверхнею пластини утворюються хвилі, які формують вихорі. Останні зриваються з країв пластини, змішуються з рідиною за пластиною, створюючи зону з турбулентним рухом. Вихорі безперервно стикаються, розбиваються і як наслідок рідина енергійно перемішується. Безперервне утворення вихорів потребує визначених затрат енергії, а тиск потоку, що набігає на пластину, більший від тиску рідини, що виникає на задній поверхні цієї пластини. Виходячи з таких міркувань Карман запропонував таку формулу для визначення сили опору

$$F = \frac{\tilde{\eta}\rho Sv^2}{2}. \quad (10.41)$$

де c — коефіцієнт опору, що враховує всю сукупність явищ, які виникають у результаті руху пластини в рідині.

При використанні формули (10.41) для визначення сили опору лопаток, що перемішують бетонну суміш, коефіцієнт c пропонується брати в таких межах: для сумішей з важкими заповнювачами $c = 3 \dots 9$ (більші значення беруть для жорстких сумішей); для будівельних розчинів і легких бетонів $c = 1,5 \dots 4$ (більші значення беруть для малорухомих сумішей).

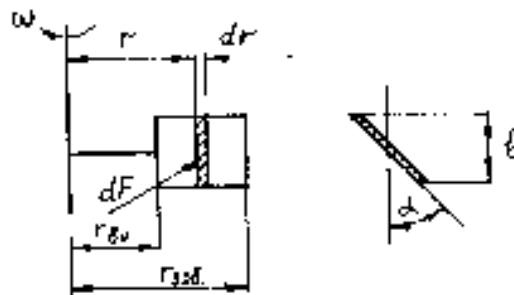


Рисунок 10.22 – До розрахунку потужності змішувача примусової дії

Застосування формули (10.41) дає змогу визначити і потужність привода, необхідну для процесу перемішування. Візьмемо як приклад схему (рис. 10.22) робочого органа змішувача, що має лопатку з відповідними розмірами. Оскільки колова швидкість лопатки v є величина змінна і залежить від радіуса обертання лопатки ($v = \omega r$, де ω — кутова швидкість лопатки, с^{-1}), то виділимо елементарну

площадку на відстані r і визначимо елементарну силу dF : $dF = c\rho bdr \frac{\omega^2 r^2}{2}$

$$\text{Тоді повна сила опору, Н: } F = c\rho b \frac{\omega^2}{2} \int_{r_{\text{дн}}}^{r_{\text{сг}}} r^2 dr = c\rho b \frac{\omega^2}{2} \left(\frac{r_{\text{сг}}^4}{3} - \frac{r_{\text{дн}}^4}{3} \right).$$

$$\text{Момент на обертання, Н·м: } M_{i\dot{a}} = \int_{r_{\dot{a}i}}^{r_{\dot{c}\dot{a}}} dFr = c\rho b \frac{\omega^2}{2} \left(\frac{r_{\dot{c}\dot{a}}^4 - r_{\dot{a}i}^4}{4} \right).$$

Потужність на одній лопатці, кВт:

$$P_1 = \frac{M_{i\dot{a}} \omega}{1000}. \quad (10.42)$$

Повна потужність з урахуванням кількості лопаток Z , що одночасно діють у суміші, $P_{i\dot{a}\delta} = P_1 Z$

Отже, розглянутий підхід і запропоновані формули (10.39)...(10.41) з тими чи іншими припущеннями дають можливість визначити силу опору і потужність на основі урахування інерційних сил. Цей підхід враховує один, можливо і головний, вид опору, що виникає при русі лопатки в суміші.

Другий підхід оснований на врахуванні опору також у вигляді одного коефіцієнта q , проте на відміну від коефіцієнта c (10.41), він має розмірність.

Величина сили dF , що діє на елементарну площадку лопатки, залежить від коефіцієнта q , проекції ширини лопатки b на площу, перпендикулярну до напрямку обертання і радіуса r від центра обертання лопатки до точки прикладання сили: $dF = qbdr$.

Фізичний зміст коефіцієнта q полягає в тому, що він визначає собою ефективну напругу в Паскалях (Па), яку необхідно створити для необоротного деформування (перемішування) суміші. Коефіцієнт q можна подати як питому роботу деформування одиниці об'єму суміші, Н/м²: $q = \frac{A}{V}$, де A — робота, що виконується лопаткою при її русі в суміші, Дж; V = об'єм, що деформується, м³.

Дослідженнями К. М. Корольова встановлено, що коефіцієнт опору q залежить від складу суміші, кількості в ній води і швидкості руху лопаток (табл. 10.1).

За відомого значення коефіцієнта опору момент на обертання, Н·м:

$$M_{i\dot{a}} = \int_{r_{\dot{a}i}}^{r_{\dot{c}\dot{a}}} dFr = qb \int_{r_{\dot{a}i}}^{r_{\dot{c}\dot{a}}} r dr = qb \left(\frac{r_{\dot{c}\dot{a}}^2 - r_{\dot{a}i}^2}{2} \right)$$

Якщо змішувач має однакові відстані лопаток від центра обертання до своїх зовнішніх кромek, то потужність, кВт:

$$P = \frac{qb \left(r_{\dot{c}\dot{a}}^2 - r_{\dot{a}i}^2 \right) \omega Z \varphi}{2000\eta} \quad (10.43)$$

де (ω — кутова швидкість лопатевого вала, с⁻¹; Z — кількість лопаток; φ — ступінь заповнення змішувача; η — ККД привода.

Якщо лопатки розміщені на різних радіусах і під різними кутами, потужність двигуна, кВт:

$$P = \frac{q\omega}{2000\eta} b_1 \left(r_{1\dot{c}\dot{a}}^2 - r_{1\dot{a}i}^2 \right) + \dots + b_i \left(r_{i\dot{c}\dot{a}}^2 - r_{i\dot{a}i}^2 \right) \quad (10.44)$$

де $b_1 \dots b_i$ — проекції ширини відповідних лопаток на радіус, м; $r_{1\dot{a}i} \dots r_{i\dot{a}i}, r_{1\dot{c}\dot{a}} \dots r_{i\dot{c}\dot{a}}$ — радіуси відповідно внутрішніх і зовнішніх кромek лопаток, м.

Розглянуті два підходи до визначення сил опору й потужності у своїх залежностях (10.39)...(10.44) не враховують фізико-механічних властивостей перемішуваних матеріалів за винятком щільності та інтегрального коефіцієнта опору q . Очевидно, що в загальному випадку потужність є функція більшого числа параметрів:

$$P = f(\rho, s, V, V_0, \nu_0, d, \mu, g) \quad (10.45)$$

де поряд з уже відомими параметрами, важливими також є динамічна в'язкість μ , швидкість звуку в суміші ν_0 , діаметр лопатей d , прискорення вільного падіння g

Подання функціональної залежності (10.45) в аналітичному вигляді як рівняння руху є задачею дуже складною, оскільки фізико-механічні характеристики сумішей змінюються у процесі перемішування і нелінійно залежать від робочих параметрів. Через це рівняння руху доцільно подавати в критеріальній формі на основі теорії подібності з використанням принципів моделювання.

Виходячи із загального уявлення, що будівельні розчини та суміші належать до грубодисперсних і в'язкопластичних матеріалів, можна залежність (10.45) виразити через такі критерії:

$$P = f(Re, Fr, Be, We) \quad (10.46)$$

де Re , Fr , Be , We — критерії відповідно Рейнольдса, Фруда, Берстоу і Вебера.

Критерій Рейнольда враховує вплив сил внутрішнього тертя, критерій Фруда — сил ваги, а критерій Берстоу і Вебера — стискування рідини і поверхневий натяг. Щодо процесу перемішування, то найбільш впливовими є критерії Рейнольдса та Фруда.

Відносно енергії, яка йде на подолання сил, можливим є застосування критерію Ейлера E_e , що враховує сили лобового тиску. Тоді розглянуті критерії з урахуванням їх відношення до сил інерції, можна об'єднати у критеріальне рівняння, яке описує процес взаємодії робочого органа із середовищем

$$E_e = k Re^x Fr^y \quad (10.47)$$

де k — коефіцієнт подібності; x , y — показники ступеня, що визначають частку впливу того чи іншого критерію. Критеріальне рівняння (10.47), перетворене для змішувачів, має такий вигляд:

$$\frac{P}{\rho n^3 d^5} = k \left(\frac{\rho n d^2}{\mu_c} \right)^x \left(\frac{n^2 d}{g} \right)^y, \quad (10.48)$$

де P — потужність, необхідна для перемішування компонентів суміші, кВт; ρ — густина суміші, кг/м³; n — частота обертання вала, об/с; d — діаметр лопаті, м; μ_c — ефективна в'язкість суміші, Па·с.

Із рівняння (10.48) маємо вираз для визначення потужності:

$$P = k \rho^{x+1} n^{5+2x+y} \mu_c^{-x} g^{-y},$$

Для визначення показників x і y необхідно експериментальне їх встановити для будь-яких двох основ. Так, дослідями, проведеними у ВНІБуддормаші, встановлені показники ступенів для потужності двовальних горизонтальних бетонозмішувачів, що змінюються пропорційно $n^{-0,3}$ і $\mu_c^{0,7}$. Тоді формула для потужності з урахуванням виконаних дослідів матиме вигляд

$$P = 28...30 \frac{L}{d} \varphi^{1,3} h^{-0,3} d^{2,3}, \text{ еАò} \quad (10.49)$$

де L — довжина лопатевих валів, m ; φ — коефіцієнт заповнення.

Отже, кожний з трьох розглянутих підходів дає змогу визначити потужність на виконання технологічного процесу перемішування суміші. Застосування тієї чи іншої формули залежить від знання вхідних параметрів, поглядів на процес та ін.

Ефективність процесу перемішування у змішувачах примусової дії визначається в основному геометрією та швидкістю руху лопатей. З підвищенням швидкості до деякої величини інтенсивність перемішування зростає, а при подальшому підвищенні росте ефект сегрегації суміші, тобто існує раціональна швидкість руху лопатей. Оцінювати інтенсивність роботи лопатевих циклічних змішувачів рекомендується (за дослідженням К. М. Корольова) за критерієм

$$\lambda = \frac{S_a v_{cp}}{V_A} \quad (10.50)$$

де S_a — сумарна активна площа лопатей, що дорівнює сумі проєкцій поверхонь лопатей на площину, перпендикулярну до напрямку руху, м^2 ; V_A - об'єм готового замісу, м^3 , v_{cp} - умовна середня швидкість руху лопатей.

Цей критерій показує, скільки разів за 1 с передеформується об'єм суміші, що є у змішувачі. Числові значення критерію ефективності з вертикальним розміщенням лопатевого механізму змішувачів (роторних) перебувають у межах $\lambda = 0,5 \dots 0,6$.

10.5. Схеми конструкцій та визначення основних параметрів змішувачів примусової дії

Основною ознакою конструкцій змішувачів примусової дії є вертикальне або горизонтальне розташування лопатевого механізму в корпусі машини. Змішувачі з вертикальним розташуванням лопатевого механізму використовують для приготування бетонних сумішей і розчинів будь-якої рухомості та жорсткості й застосовують як самостійно, так і в комплекті обладнання бетонних заводів і бетонозмішувальних цехів заводів збірного залізобетону. Змішувачі з горизонтальним розташуванням лопатевого механізму застосовують у комплекті бетонозмішувальних установок безперервної дії, а також для приготування будівельних розчинів.

Характерною конструкцією пересувних циклічних змішувачів з вертикально розташованими валами є роторний змішувач зі скіповим підйомником. Такі змішувачі застосовують на об'єктах з незначним обсягом робіт і мають місткість по завантаженню 50, 100, 250, 375 і 500 л. Вертикальний вал 4 (рис. 10.23) є ротором змішувача, що з'єднаний одним кінцем з вихідним валом редуктора, а іншим — з лопатевим механізмом, який являє собою розгалужені кронштейни з робочими й очисними лопатями. При цьому робочі лопаті розміщені на різній відстані від осі обертання ротора і під різними кутами, що зумовлює інтенсивне перемішування суміші й перекривання всієї ширини кільцевого жолоба нерухомої чаші. Корпус-чаша 1 футерована зносостійкою сталлю і встановлена на рамі 3. У нижній частині чаші є отвір із затвором 8 розвантажувального пристрою, що закріплений на

рамі змішувача. Механізм скіпового підйомника складається з ковша 6, каната 14, гальмівного шківів 15 й корпусу 7, які ковзною шпонкою з'єднані з вертикальним валом-ротором. У такий спосіб система шківів — корпус (рис. 3.23,б) утворює фрикційну муфту, яка за потребою включається в роботу і дає змогу підніматися чи опускатися ковшу.

Роторний бетонозмішувач (рис. 10.24) місткістю 750 л належить до стаціонарних і особливість його конструкції полягає в наявності уніфікованого двоступеневого планетарного редуктора 5, встановленого у внутрішньому стакані барабана 6 на одній осі з двигуном 2. Таке конструктивне рішення дає змогу зменшити габаритні розміри змішувача та його металоємність. Ротор 1 закріплений безпосередньо на корпусі редуктора, що обертається. Лопаті утримуються на роторі з допомогою торсійних кронштейнів, що зменшує їх поломку при заклинюванні щебенем. Щоб зменшити динамічні навантаження на привод, двигун встановлюють на гнучких прокладках. Готова суміш вивантажується через затвор 8, який приводиться в рух пневмоциліндром 7. Чаша змішувача закрита кришкою 4, на якій встановлені двигун і апаратура управління 3.

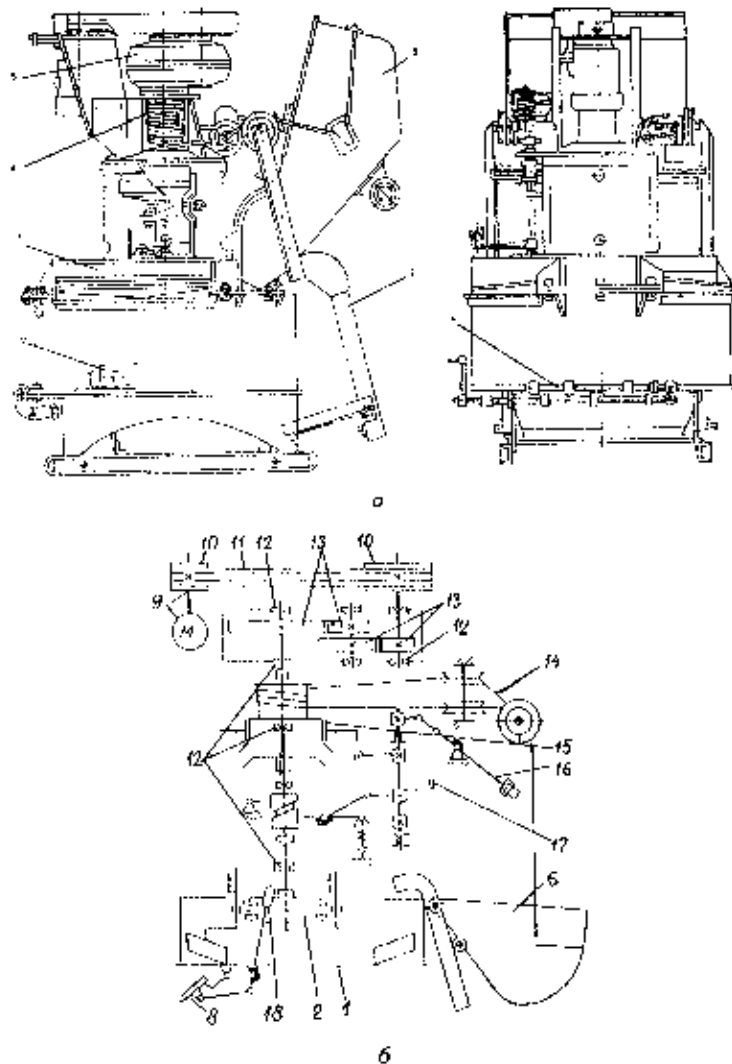


Рисунок 10.23 – Циклічний роторний змішувач із скіповим підйомником

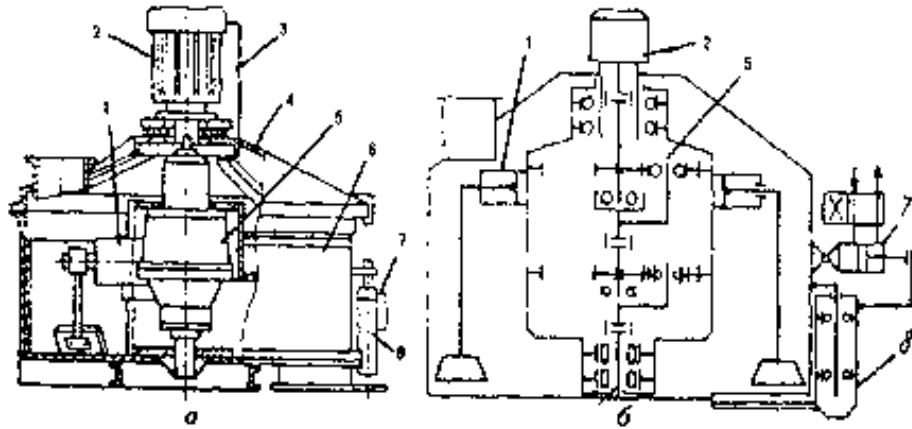


Рисунок 10.24 – Роторний змішувач з планетарним редуктором

На відміну від розглянутої схеми конструкції, змішувач (рис. 10.25) місткістю 1500 л більш компактний завдяки розміщенню привода в нижній частині чаші.

Розрахунковими параметрами роторних змішувачів є продуктивність змішувача Π ; геометричні розміри - внутрішній діаметр чаші D середній радіус обертання лопатей R_{cp} ; кількість змішувальних лопатей, частота обертання ротора ω .

Продуктивність роторних змішувачів визначається, як для машин циклічної дії, м³/год:

$$\dot{I} = V_3 Z k_1 k_2 10^{-3}, \quad (10.51)$$

де V_3 — місткість змішувача по завантаженню, л; Z — число замісів за годину; k_1 — коефіцієнт виходу суміші $k_1 \approx 0,65$; k_2 — коефіцієнт використання машини в часі, $k_2 = 0,8..0,85$.

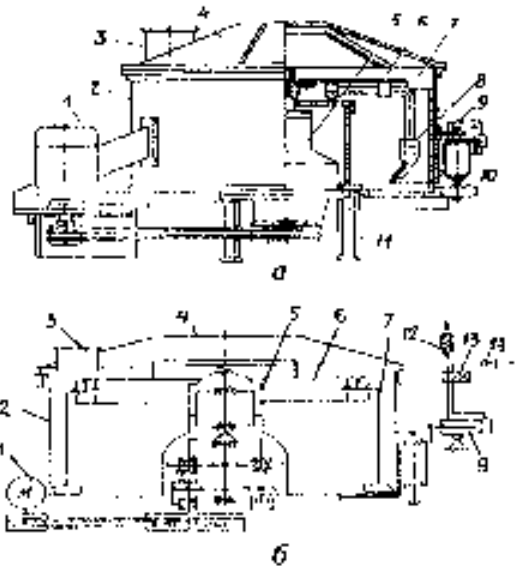


Рисунок 10.25 – Роторний змішувач із нижнім розташуванням привода

Число замісів $Z = \frac{3600}{t_1 + t_2 + t_3}$, де час завантаження змішувача $t_1 = 15...20$ с;

час перемішування $t_2 = 50...120$ с; час на вивантаження суміші $t_3 = 10...18$ с.

Продуктивність, як правило, за умовою задачі задається. Тому з формули (10.51) можна визначити об'єм V_3 . Максимальний діаметр чаші D залежить від V_3 і висоти шару суміші в чаші h_n :

$$D = \sqrt{\frac{4V_c}{\pi h_c}}. \quad (10.52)$$

Для змішувачів місткістю (по завантаженню) V_c — 500...2000 л, $h_{\bar{n}} \approx 0,13...0,2$ м.

Висоту h можна знайти також графічним способом (рис. 10.26,а). Середній радіус кільцевого простору чаші $R_{\bar{n}p}$ і діаметр внутрішнього стакану d (наявність d виключає утворення мертвих зон компонентів, що перемішуються) перебувають у співвідношенні до діаметра $t_3 \approx d \approx 0,33D$.

Кількість змішувальних лопатей у роторних змішувачах беруть в межах 5...9.

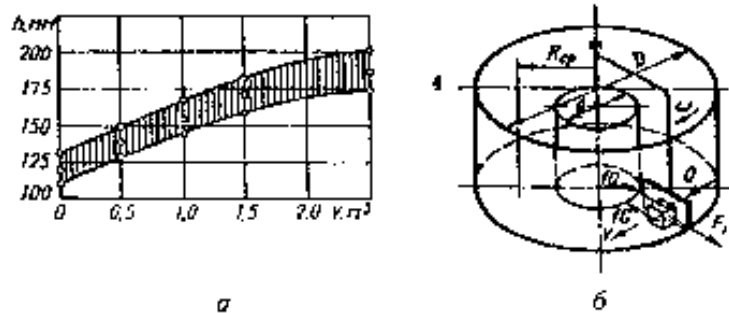


Рисунок 10.26 – До розрахунку роторного змішувача

Частоту обертання визначають з припущення, щоб умовна середня швидкість лопатей не перевищувала критичну швидкість. У разі невиконання цієї умови відцентрові сили, що діють на частинку, можуть перевищувати силу тертя і тоді виникне сегрегація компонентів суміші.

Розглянемо схему дії сил на частинку (рис. 10.26,б). Умова рівноваги сил забезпечується при рівності сил тертя $Gf + Qf$ і сил інерції F_i .

$$Gf + Qf = F_i$$

де f — коефіцієнт тертя суміші по лопаті ($f \approx 0,4...0,5$). Сила Q , що діє на частинку з боку лопаті для забезпечення її пересування по дну, визначається як $Q = Gf$. Враховуючи, що сила інерції $F_i = m_2 \omega^2 R$ (m_2 — маса частинки, t

$m_2 = \frac{G}{g}$), отримаємо $Gf + Df = \frac{G\omega^2 R}{g}$, ; звідки критична кутова швидкість, s^{-1} :

$$\omega_{\text{до}} \leq \sqrt{gf \frac{1+f}{R}},$$

де R — радіус, що найбільш віддалений від осі обертання лопаті, м.

Умовна середня швидкість руху, за рекомендаціями К.М. Корольова, може бути визначена за формулою

$$v_{cp} = \frac{2}{3} \omega_{\text{до}} R_{cp}.$$

Для приготування будівельних розчинів застосовують швидкоходові турбулентні змішувачі (рис. 10.27), в яких матеріали перемішуються при інтенсивному русі компонентів по складній траєкторії. При обертанні лопатевого ротора 5 суміш під дією відцентрових сил відкидається до конусної частини корпусу 7, руха-

ється по ній вгору і потім під дією сил ваги стікає вниз у центральну частину ротора при одночасному переміщенні по колу. Ротор кріплять на валу 4, встановленому в корпусі 3 на підшипниках. Він обертається з великою частотою (до 500 об/хв) двигуном 17 через клинопасову передачу 2. Двигун кріплять до рами 1. Компоненти подають у змішувач патрубком 10 в кришці 11, а готову суміш вивантажують через заслінку 6, що управляється пневмоциліндром 9. Стінки барабана очищають від прилиплих на них залишків суміші лопатями 16, підвішеними на шарнірах 15 до хрестовини 14. Під час перемішування ці лопаті вільно плавають по поверхні, а при виході суміші вони опускаються і в такий спосіб очищають стінки. Очисні лопаті приводяться в обертання проміжним валом 8 через муфти 13 і редуктор 12.

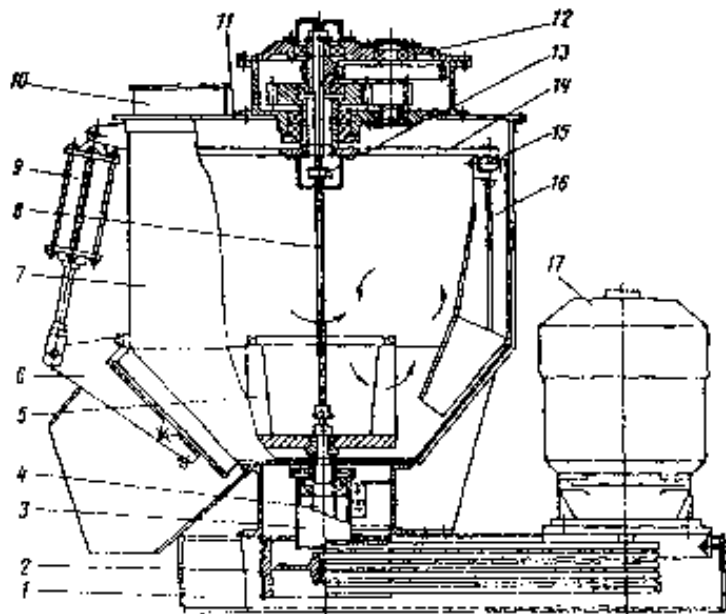


Рисунок 10.27 – Турбулентний змішувач

Діаметр ротора турбулентних змішувачів беруть залежно від діаметра чаші D_r м $d_p = 0,3...0,4 D_r$,

Частота обертання ротора, c^{-1} :

$$n_p = \frac{4,5...10}{\sqrt{R_r}},$$

де R_r — радіус чаші, м.

Кількість змішувальних лопатей n у турбулентних змішувачах $n = 3$. Такі характеристики, як продуктивність і потужність, розраховують за наведеними вище залежностями.

Змішувачі примусової дії з горизонтальним лопатевим валом бувають циклічної (застосовуються переважно для приготування будівельних розчинів) та безперервної (для приготування сумішей і розчинів) дії.

Розчинозмішувачі циклічної дії застосовують на малих об'ємах робіт, вони мають місткість по завантаженню 80 і 325 л. Змішувачі місткістю 80 л випускають як з електричним приводом, так і з двигуном внутрішнього згорання. Змішувач місткістю 325 л (рис. 10.28) складається з коритоподібного барабана 7, змонтованого на рамі 1. Компоненти перемішуються двома гвинтовими лопатями 12, закріпленими на валу 11. Вал установлений на підшипниках 13 і приводиться в обе-

ртальний рух двигуном 6 через пасову передачу 5, шків 4 і закріплений на кронштейні 2 редуктор 3. При перемішуванні компонентів барабан закривають кришкою 8, вивантажують готову суміш через люк, який відкривається затвором 10 з допомогою пневмоциліндра 9.

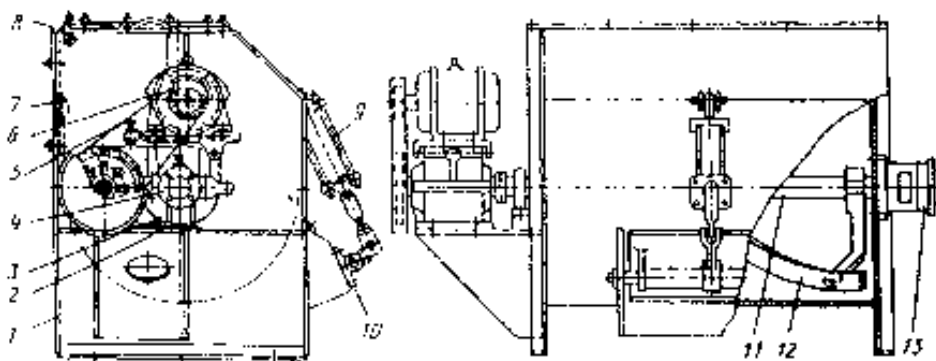


Рисунок 10.28 – Розчинозмішувачі циклічної дії

У деяких конструкціях таких змішувачів установлюють ковші, чим забезпечують автономне завантаження компонентів. Змішувачі безперервної дії з горизонтальними лопатевими валами широко використовуються у бетоно-розчинозмішувальних установках, що мають продуктивність 5, 10, і 30 м³/год. Найбільш поширений такий змішувач (рис. 10.29) являє собою корпус 8 у вигляді лотка, в якому обертаються у різні боки лопатеві вали 6 із закріпленими на них лопатями 7. Лопаті встановлені під кутом 40...45° до осі вала (що дає змогу суміші перемішуватися в коловому й осьовому напрямках) і рухаються до розвантажувальної заслінки 5. Кількість лопатей коливається у межах 30...60 шт., що визначається розмірами змішувача та його продуктивністю. Вали приводяться в обертальний рух двигуном 1 через пасову передачу 2, редуктор 3 та зубчаті колеса 4.

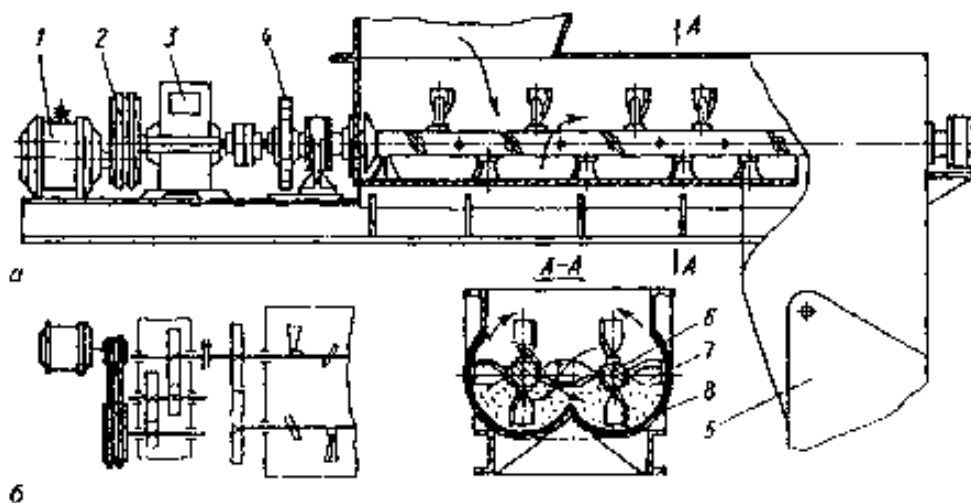


Рисунок 10.29 – Двобальний змішувач безперервної дії

Розрахунковими параметрами змішувачів з горизонтальними лопатевими механізмами є: продуктивність змішувача Π , частота обертання валів ω , потужність двигуна P та геометричні розміри корпусу — довжина L , ширина B , висота

H, характеристики лопатей - ширина b_l , висота h_l і відстань між суміжними парами (крок).

Продуктивність визначають як добуток поперечного перерізу матеріалу S_l , що переміщується, на швидкість переміщення v_l матеріалу вздовж корпусу (корита чи лотка) до розвантажувального отвору, $\text{м}^3/\text{год}$: $\dot{V} = 3600 S_M v_M$ або

$$\dot{V} = 3600\pi (R^2 - r^2) b'_e k_{ca} k_c n, \quad (10.53)$$

де R, r — відповідно зовнішній і внутрішній радіуси, м; b'_e — проекція ширини лопаті на напрям обертання, м; k_{ca} — коефіцієнт звороту суміші, який залежить від числа лопатей із зворотним кутом їх установки; k_c — коефіцієнт заповнення змішувача ($k_c \approx 0,55 \dots 0,60$); n — частота обертання лопатей, с^{-1} .

Кутову швидкість обертання змішувального вала ω знаходять з умов (рис. 10.30), за яких суміш утримується на лопаті, $F_i \leq F_D + G \sin \alpha$,

де α — кут між лопаттю та горизонтальною площиною в момент виходу лопаті за поверхню розділу, град.

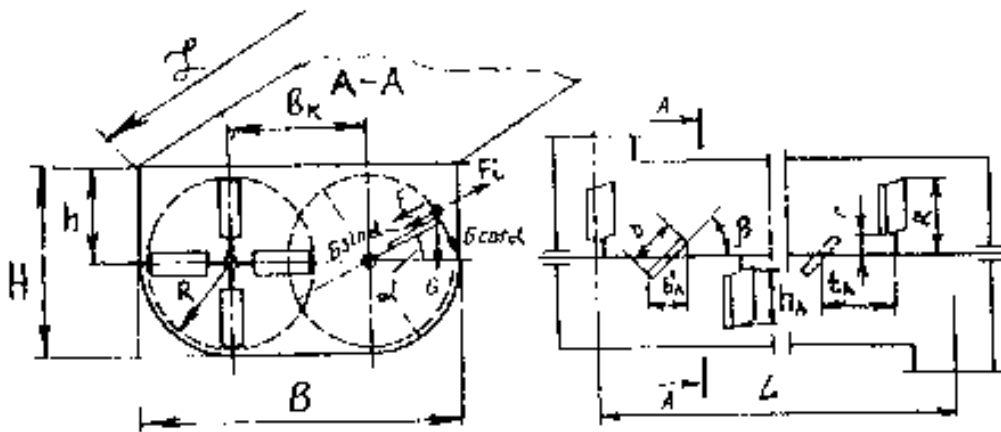


Рисунок 10.30 – До розрахунку параметрів змішувача безперервної дії

Виразивши в цій умові відцентрову силу $F_i = \frac{G}{g} \omega^2 R$ та силу тертя $F_D = G \sin \alpha$ через силу ваги частинки G , кутову швидкість ω і радіус R , матимемо

$$\frac{G \omega^2 R}{g} \leq G f \cos \alpha + G \sin \alpha,$$

де f — коефіцієнт тертя частинки по лопаті.

Звідси критична кутова швидкість вала, с^{-1} $\omega_{\text{кр}} \leq \sqrt{\frac{f \cos \alpha + \sin \alpha}{R} g}$,

З урахуванням раціональних значень кута $\alpha \approx 40 \dots 54^\circ$ та коефіцієнта тертя $f \approx 0,3 \dots 0,6$ частота обертання змішувальних валів, с^{-1} :

$$n = \frac{0,4 \dots 0,5}{\sqrt{R}} \quad (10.54)$$

Числові значення частоти для продуктивності $\Pi = (5...60) \text{ м}^3/\text{год}$ лежать у межах $n = 1.08...0.8 \text{ с}^{-1}$.

Геометричні параметри (рис. 10.30) змішувачів на основі аналізу розмірів існуючих машин, а також деяких визначень встановлюють з таких співвідношень:

$$\left. \begin{aligned} b_k &= 1,5R; B = b_k + 2R = 3,5R; \\ h &= 1,35R; H = h + R = 2,35R; \\ L &= 4,25R; b_{\hat{e}} = 0,42R; \\ h_{\hat{e}} &= 0,5R; t_{\hat{e}} = 0,75R. \end{aligned} \right\} \quad (10.55)$$

Щодо використання залежностей (10.54), як і (10.55), то необхідно мати значення радіуса R , оскільки продуктивність є величиною заданою, то доцільно визначити радіус R з формули продуктивності (10.53), де з невеликим припущенням можна внутрішній радіус лопаті r не враховувати. Цілком імовірно, що радіус залежить від об'єму змішувача чи об'єму завантажуваного матеріалу. Для попередніх розрахунків допускається використання залежностей, що запропоновані К. М. Корольовим для одновальних $R = 0,71V_{\hat{A}\hat{N}}^{0,4}$, для двовальних змішувачів: $R = 0,55V_{\hat{A}\hat{N}}^{0,3}$, де $V_{\hat{A}\hat{N}}$ - об'єм готової суміші м^3 .

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

$$k_{\hat{e}} \text{ на кожному валу: } \frac{L}{B} = 0.12...0.14 \bar{k}_{\hat{e}}.$$

$$\text{Звідси } L = 0.12...0.14 \bar{B} \hat{e}_{\hat{e}}. \quad (10.56)$$

Довжину корпусу змішувача можна також виразити рівнянням

$$L = S \hat{e}_{\hat{e}} - 1 + 2S_1 \quad (10.57)$$

де S — крок лопатей на валу; S_1 — відстань від осі кінцевої лопаті до торцевої стінки корпусу змішувача. Знайшовши загальну довжину корпусу змішувача за формулою (10.57), визначають крок S лопатей. При цьому беруть $S = 3S_1$, величину кроку завжди приймають округлено, тоді загальну суму S і S_1 визначають згідно з величиною L ; При цьому $S = \frac{L}{\hat{e}_{\hat{e}}}$.

Місткість змішувача у вагових одиницях, кг: $G_M = SL\rho\hat{e}_3$

де S — площа перерізу матеріалу, м^2 ; ρ — густина матеріалу, $\text{кг}/\text{м}^3$.

При куті нахилу лопатей $\alpha = 40...45^\circ$ площа, м^2 :

$$S = 1.933...2854 \bar{R}^2 \quad (10.58)$$

Тепер є можливість знайти масу матеріалу, кг:

$$G_M = 1.21...1.41 \bar{k}_{\hat{e}} k_3 R^3 \rho, \quad (10.59)$$

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

$$V = 1.21...1.41 \bar{k}_{\hat{e}} k_3 R^3 \quad (10.60)$$

Отже, формула (10.60) дозволяє знайти радіус R . На заключній стадії конструювання змішувача розрахункові розміри, що були знайдені за (10.55) і (10.56), уточнюються. Потужність визначається за (10.49). Для попереднього аналізу мо-

жна використати й емпіричні формули. Потужність змішувача, кВт, розраховують за формулою двовального $P = 34V_{\dot{A},\dot{N}}^{0,98}$, одновального $P = 36V_{\dot{A},\dot{N}}^{1,05}$

10.6. Принцип дії та схема будови змішувачів для приготування легких бетонів

Для приготування газобетонних суспензій при виробництві чарункових бетонів застосовують самохідні віброгазобетонозмішувачі, оскільки виготовлену масу необхідно швидко вкласти у форму, не зупиняючи процес перемішування, — технологія приготування легких бетонів відрізняється від технології приготування сумішей на важких заповнювачах. На рис. 10.31 зображено схему порталного віброгазобетонозмішувача з місткістю барабана 5 м^3 . На порталі 10 на пружних підвісках 3 встановлений бункер 5, на якому закріплені вібратори 9, що надають йому високочастотні коливання.

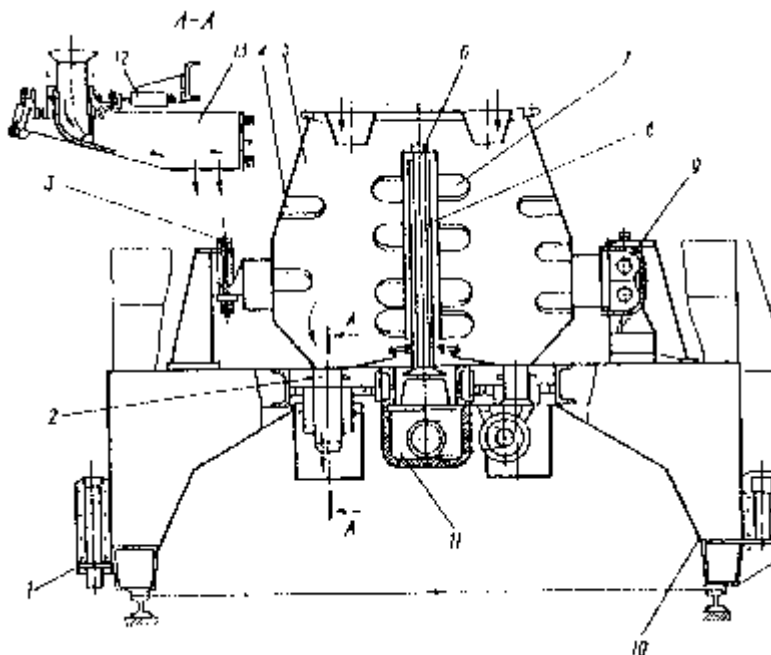


Рисунок 10.31 - Віброгазобетонозмішувач

У бункері розміщений вертикальний вал 6 з нижнім приводом, що складається з двигуна і конічного редуктора 11. На вал 6 надітий захисний порожнистий стакан 8, з'єднаний гумовим фланцем з днищем. До верхнього фланця вала 6 кріпиться труба, що вільно охоплює стакан 8, до якого прикріплені змішувальні лопаті 7. Така система дозволяє захистити підшипники й редуктор від проникнення в них агресивної суміші. Компоненти перемішуються при сумісній дії вібрації і лопатей на суміш. Для підвищення інтенсивності перемішування до внутрішніх стінок бункера прикріплені відбійні лопаті 4.

Шлам і воду подають у бункер змішувача воронками, розташованими в кришці. Шлам з водою перемішують приблизно 60 с, після чого в суміш вводять алюмінієву суспензію.

Одночасно з перемішуванням агрегат пересувається до форми. Через зливні патрубки 2 газобетонна суміш виходить в лотки — гасники швидкості 13 і далі через отвори в днищі лотків до форми.

На патрубкі 2 надіті гумові рукава — заслінки. Пневмоциліндр 12 через систему важелів та обойму стискає рукава, закриваючи в такий спосіб вихід суміші. Для приготування бетонних сумішей з легкими заповнювачами (керамзитом, пемзою тощо) застосовують бігункові змішувачі, які одночасно з перемішуванням частково подрібнюють керамзит, що сприяє більш щільній компоновці зерен заповнювача та забезпечує приготування бетонів високої якості.

Керамзитозмішувач (рис. 10.32) має вигляд рами 3, на якій встановлена чаша 5, футерована з середини замінними плитами 4. Суміш перемішується решітчастими котлами, які складаються з дисків 6

і стержнів 7. До вертикального вала шарнірно прикріплені водила 11 із закріпленими в них осями 12 з котками.

При обертанні вертикального вала 15, привод якого здійснюється двигуном 1, через редуктор 2 і конічну пару зубчатих коліс 16 котки перекочуються по колу і одночасно обертаються навколо горизонтальних осей. Для переміщення суміші в зону дії котків передбачені лопаті 14. Зазор між днищем і котками регулюється болтовим фіксатором 9. Вода подається у змішувач кільцевою перфорованою трубою 8, а сухі компоненти — через отвір 10 у кришці змішувача. Готова суміш вивантажується через донний люк, що закривається затвором з допомогою пневмоциліндра 13.

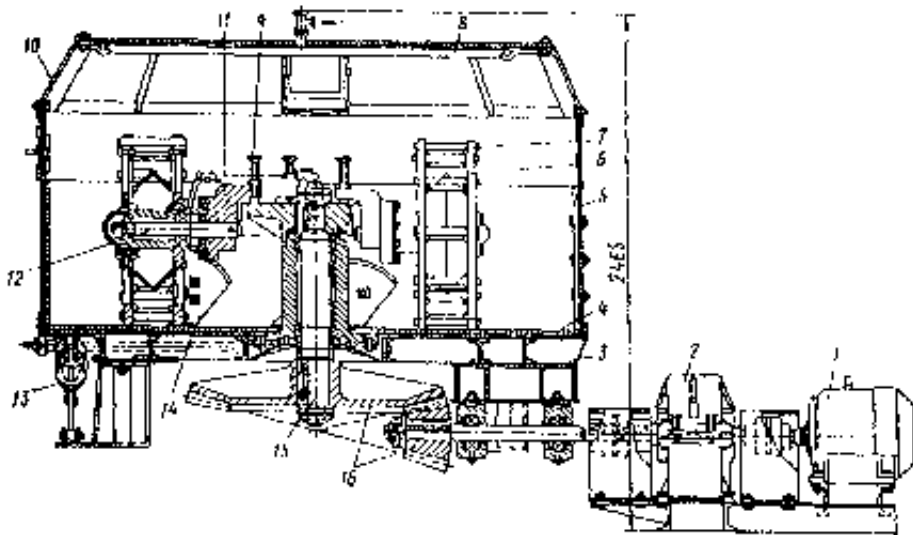


Рисунок 10.32 - Керамзитозмішувач

10.7. Конструкції та принцип дії змішувачів для приготування сухих порошкових і в'язкопластичних сумішей

Для перемішування глини при виробництві керамічних виробів, а також для приготування шихти у скляному, силікатному та інших виробництвах широко застосовують одно та двовальні лопатеві змішувачі безперервної та циклічної дії, розглянуті в попередніх параграфах. Змішувач цієї групи застосовують як для приготування шихти з кількох компонентів, так і для приготування однорідної гомогенної маси в сухому вигляді або із зволоженням. Масу можна зволожувати водою або паром низького тиску. В останньому випадку досягають більш високої якості виробів, оскільки пара прогріває масу і, конденсуючись, зволожує її.

Для інтенсифікації процесу і підвищення якості переробки глиняної маси застосовують змішувачі, що виконують не тільки перемішування і усереднювання маси, а й розтирання її. На рис. 10.33 показаний змішувач з фільтрувальною решіткою. Глиняна маса із змішувальної зони 6 двома шнеками 5, що приводяться в обертання двигуном, через ланцюгову передачу 8 і редуктор 7 нагнітається в накопичувач 2, після заповнення якого в міру підвищення тиску глина просувається через щілинні отвори фільтрувальної решітки 4, внаслідок чого вона подрібнюється й перетирається. Кам'яні включення, що пройшли через отвори решітки, втискуються шнеком у глиняну затичку в накопичувачі. Останній з торця закритий заслінкою 1, яка періодично піднімається приводом 3 і тоді накопичена маса з кам'яними включеннями виштовхується шнеком.

Для розпускання глини, каолінів та інших матеріалів при виробництві тонкокерамічних виробів застосовують лопатеві та пропелерні змішувачі.

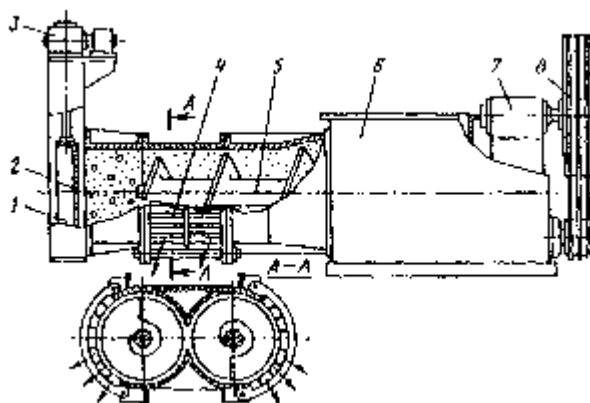


Рисунок 10.33 - Змішувач з фільтрувальною решіткою

Змішувач планетарного виду (рис. 10.34) застосовують для підтримання у зваженому стані твердих частинок в керамічній масі. Керамічна маса переміщується гребінчастими рамами 7, що здійснюють складний рух — обертання навколо власних осей при обкочуванні планетарного зубчатого колеса 2 по нерухомому колесу 4 і переносний рух — обертання навколо стояка 6 разом з корпусом планетарного редуктора 3. Привод змішувача здійснюється мотор-редуктором 5.

Для приготування рідких сумішей широко застосовують швидкохідні високоефективні пропелерні змішувачі, що відрізняються компактністю й маневреністю, їх можна встановлювати в різних точках басейнів (рис. 10.35,а). Компоненти перемішуються швидкообертливими лопатями — пропелером 7, встановленим на валу 2, що приводиться в обертання від двигуна 3 через редуктор 4 (рис. 10.35,б).

При обертанні пропелера суміш циркулює по колу і у вертикальному напрямку: в центрі потік напрямлений вниз, а на периферії - вгору (рис. 10.35,а). Грудки глини, що захоплюються струменями інтенсивно рухаються і швидко диспергують до рідкої суспензії. Для зменшення циркуляції суміш по колу і сприяння більш складним за траєкторією потоків басейни виготовляють у вигляді многокутників.

Для перемішування невеликих об'ємів сумішей застосовують універсальні переставні змішувачі пропелерного типу. Показаний на рис. 3.36 змішувач призначений для приготування суспензій у змінних ємкостях 1, які на час перемішу-

вання захватом 2 закріплюють на платформі станини 8. Змішувальний апарат 3 приводить в обертання гідромотор 5, тому частоту обертання вала можна змінювати в значному діапазоні. Змішувальний барабан закривається герметичною кришкою 4, що дозволяє вести процес з вакуумуванням. Колонка 7, на якій встановлені робочі органи змішувача, виконана так, щоб була змога вести перемішування в різних барабанах.

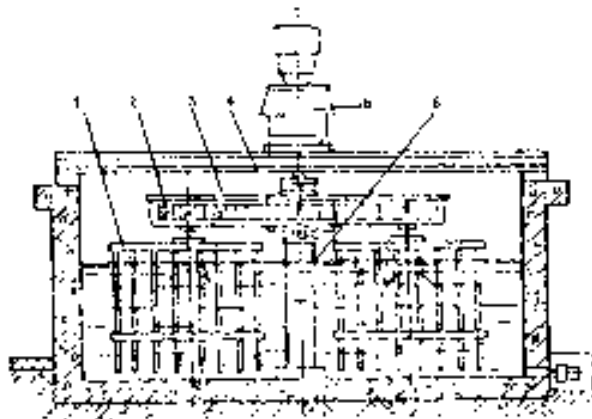


Рисунок 10.34 - Планетарний змішувач

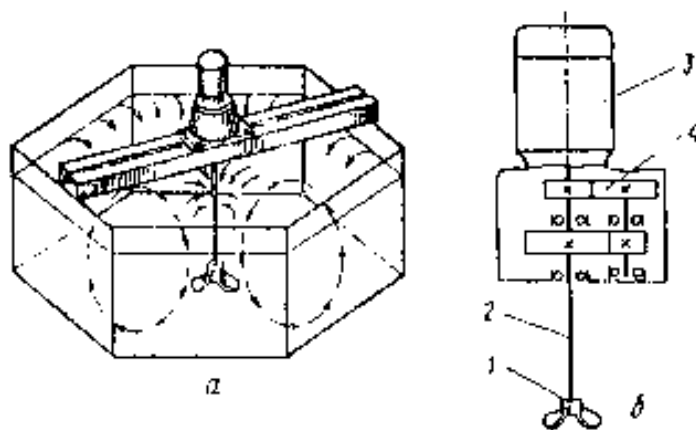


Рисунок 10.35 - Пропелерний змішувач

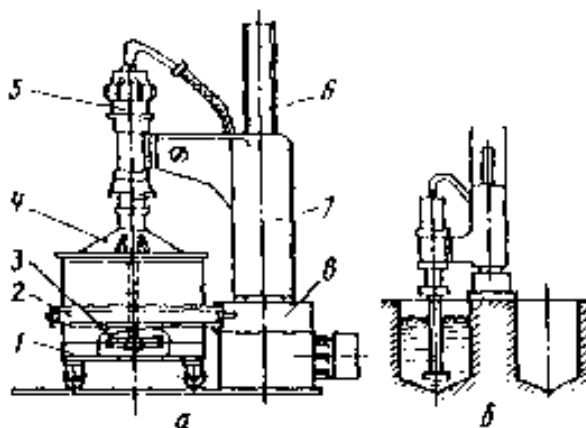


Рисунок 10.36 – Мобільний пропелерний змішувач

Для приготування поліхлорвінілових та інших паст, які не вимагають підігрівання, застосовують різні лопатеві змішувачі. За невеликих об'ємів виробництва

застосовують змішувачі, змонтовані на висувному стояку й оснащені комплектом пересувних ємкостей — чаш, в яких суміш транспортується до інших агрегатів технологічної ланки Показаний на рис. 10.37 змішувач складається з обертової планшайби 4, на якій встановлені лопаті 3 та очищувальний скребок 2. Планшайба приводиться в обертання двигуном 8 через редуктор 7. Привод і лопаті змонтовані на висувному стояку 9, що переміщується по станині 10 з допомогою механічного або пневматичного привода. Суміш виготовляють у такій послідовності. Чашу 7 встановлюють під лопатями і фіксують до рами. Потім у чашу опускають лопаті змішувача і приводять їх в обертання, після чого через воронку 6 в кришці 5 у чашу завантажують суміш, що підлягає перемішуванню. Після приготування суміші змішувач піднімають, чашу відкочують, а на її місце встановлюють іншу. Для приготування паст, що вимагають підігрівання для прискорення процесу, більш ефективні одно- або двоступінчасті трубозмішувачі.

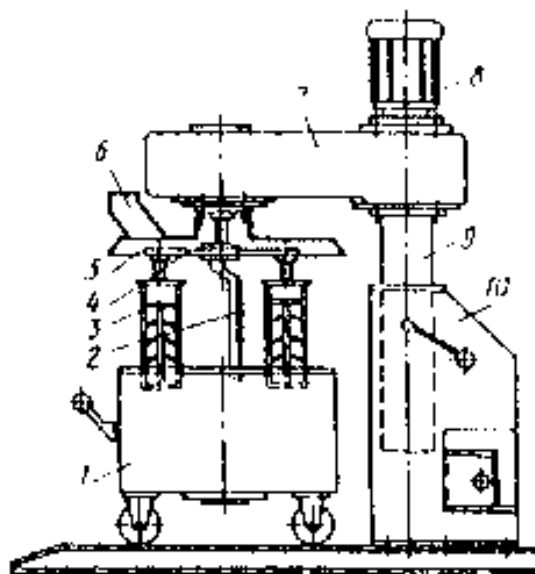


Рисунок 10.37 – Змішувач з пересувною чашею

При відкриванні затвора 8 пневмоциліндром 9 готова маса з першого змішувача патрубком 7 надходить у другий змішувач, ідентичний першому, але в якому відсутня пропелерна мішалка. У другому змішувачі маса перемішується лопатями 2, що приводяться в обертання двигуном 3 через черв'ячний редуктор. Напрямок потоків забезпечується лопаттю 7. Лопатевий вал другого змішувача обертається з меншою кутовою швидкістю порівняно зі швидкістю вала першого змішувача. Готова суміш вивантажується при відкриванні заслінки 4 з допомогою пневмоциліндра 5.

10.8. Особливості експлуатації машин для приготування бетонних сумішей і розчинів

У бункерних пристроях необхідно слідкувати за роботою поворотних лійок, шиберів, вібраторів, котрі іноді влаштовують на бункерах. Налаштування цього обладнання слід виконувати в такій послідовності: після підключення повітря перевіряють роботу пневмоциліндрів; шибери повинні відкриватися плавно без рив-

ків і перекосів; регулюють положення кінцевих вимикачів, які мають спрацювати в крайніх положеннях ходу штока пневмоциліндра; визначають стан привода лійки на холостому ході; лійка повинна зупинитися напроти відповідного люка над витратним бункером. Якщо при подачі повітря в пневмоциліндри не відбувається повороту лійки або шибера розподільника цементу, то необхідно відрегулювати тиск у межах 0,5...0,6 МПа, оглянути ущільнення пневмоциліндрів (за потребою замінити), змастити манжети та внутрішню поверхню циліндрів (у разі відсутності змащувального матеріалу в пневмоциліндрах), а також, при необхідності, замінити манжети.

Особливу увагу приділяють роботі дозаторів, від точності вимірювання якими значною мірою залежить якість суміші. Для забезпечення стійкості роботи дозаторів необхідно слідкувати за станом демпферів - гасників коливань, рівне заправлення їх мастилом, станом ущільнювачів.

Точність роботи циклічних дозаторів перевіряють кожного кварталу з допомогою спеціальних гир; надійність спрацювання систем приладів, що задають відповідні дози, контролюють послідовним введенням прапорця вказувальної стрілки в пази відповідних датчиків.

Дозатори безперервної дії тарують важенням проб, що відібрані за контрольний час роботи у сталому режимі. У процесі обслуговування дозаторів необхідно слідкувати за станом манжетних ущільнювачів, електроповітряних клапанів і опірних призм важільних систем, оскільки при їх зношуванні порушується стабільність роботи дозаторів.

У процесі експлуатації змішувальних машин необхідно дотримуватися загальних вимог і правил, що відносяться до будь-якої будівельної машини, тобто здійснювати на кожній зміні огляд машин, звертаючи особливу увагу на стан гальм, стопорних пристроїв, кінцевих вимикачів і герметизацію каналів руху матеріалу. Необхідно своєчасно змінювати зношені лопаті змішувачів, оскільки надмірний знос лопатей значно впливає на якість матеріалу, що перемішується і може призвести до аварійної поломки машини. Кожної другої години роботи і наприкінці зміни необхідно промивати змішувальні барабани водою. Під час миття машини всі її струменеві частини відключають від електромережі. Перед запуском у роботу змішувачів з барабаном, що при вивантаженні нахилиються, рекомендується кілька разів виконати нахил і підйом барабана, прослідкувавши при цьому за плавністю руху, роботою пневмогідропривода і стопорних пристроїв.

10.9. Запитання для самостійного контролю

1. Структурна схема змішувальних установок, вибір машин і обладнання для їх компонування.
2. Які в конструктивному відношенні бункерні пристрої найбільш ефективні?
3. Наведіть схеми живильників і поясніть їхню роботу.
4. На яких припущеннях базується модель процесу змішування компонентів будівельних сумішей?
5. Для перемішування яких сумішей застосовують змішувачі гравітаційної та примусової дії?
6. Як визначити сили, що діють на опорні ролики гравітаційного змішувача?

7. Наведіть методику розрахунку осі ролика на міцність.
8. Визначення продуктивності гравітаційних бетонозмішувачів.
9. Перерахуйте припущення для визначення потужності гравітаційного змішувача.
10. Передумови для визначення сил опору в змішувачах примусової дії.
11. Конструкції горизонтальних змішувачів і визначення їх продуктивності.
12. Параметри ефективності змішувачів примусової дії.
13. Конструкції та застосування роторних змішувачів.
14. Вибір та обґрунтування ефективних параметрів і критеріїв оцінки роботи змішувальних машин.
15. Особливості експлуатації машин для приготування бетонних сумішей і розчинів.

Література

1. Назаренко І. І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. - К.: КНУБА, 1999. - 488с.
2. Ильевич А.П. Машины и оборудование для заводов по производству керамики и огнеупоров. - М.: Высшая школа, 1979. - 343с.
3. Сапожников М.Я. Справочник по оборудованию заводов строительных материалов / М.Я.Сапожников, Н.С.Дроздов. - М.: Стройиздат, 1970. - 487с.
4. Методичні вказівки до практичних і самостійних робіт з дисципліни „Машини для виробництва будівельних матеріалів” (для студентів спеціальності 7.090214). У 2 ч. / Укл. В.Г.Крупко. - Краматорськ: ДДМА, 2000. - Ч. 1 - 44 с.
5. Методичні вказівки до практичних і самостійних робіт з дисципліни «Машини для виробництва будівельних матеріалів» (для студентів спеціальності 7.090214). У 2 ч. /Укл. В.Г.Крупко, М.Ю.Дорохов. - Краматорськ: ДДМА, 2003. - Ч. 2. - 28 с.
6. Методичні вказівки до самостійної роботи з дисципліни „Машини для виробництва будівельних матеріалів” (для студентів спеціальності 7.090214 денної та заочної форми навчання). / Укл. М.Ю.Дорохов. - Краматорськ: ДДМА, 2006. - 36 с.