

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ
УНІВЕРСИТЕТ**



О.В. Скрипник, С.В. Конончук

ПРАКТИКУМ

з курсів

**"Формувальне, стержневе, сумішоприготувальне ливарне
обладнання" та "Обладнання фінішних операцій в ливарних
цехах"**

Під загальною редакцією доцента Скрипника О.В.

Кропивницький 2025

*Рекомендовано до друку рішенням Вченої Ради
Центральноукраїнського національного технічного університету
(Протокол № 2025 року)*

Скрипник О.В, Конончук С.В. Практикум з курсів "Формувальне, стержневе, сумішоприготувальне ливарне обладнання" та "Обладнання фінішних операцій в ливарних цехах" / Під заг. ред. к.т.н., доц. О.В. Скрипника. – Кропивницький: ЦНТУ, 2025. – 159 с.

В навчальному посібнику викладені основи розрахунку та визначення кількісних величин а також вивчення конструктивних особливостей і принципу роботи формувального, стержньового, сумішоприготувального, ливарного обладнання та обладнання фінішних операцій.

Практикум складається із чотирьох розділів (22 практичні роби) – розрахунок устаткування для транспортування та підготовка матеріалів в ливарному цеху, приготування сумішей, виробництва ливарних форм і стержнів, вибивки і очистки литва.

В практикумі наведені короткі описи основних типів обладнання, яке застосовується в ливарних цехах по виробництву відливків в разових піщаних формах, методику розрахунку їх технічних та конструкційних параметрів, що сприяє більш повному і глибокому засвоєнню матеріалу студентами. З цією ж метою в практикумі наведені учбові завдання і запитання з кожної практичної роботи.

Практикум призначений для студентів спеціальності 131 “Прикладна механіка” і може бути використаний студентами металургійних, ливарних та інших технічних спеціальностей.

Іл. 75, табл. 39, бібліогр. 42 найм.

Рецензенти:

- професор кафедри матеріалознавства та ливарного виробництва
Центральноукраїнського національного технічного університету, кандидат технічних наук В. М. Кропівний;
- завідувач кафедри машинобудування, мехатроніки і робототехніки
Центральноукраїнського національного технічного університету, доцент, кандидат технічних наук А. І. Гречка

ЗМІСТ

Стор.

ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ А. ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ПІДГОТОВКА МАТЕРІАЛІВ В ЛИВАРНЬОМУ ЦЕХУ	
Практична робота № 1. Системи пневматичного транспорту сипких матеріалів.....	7
Практична робота № 2. Шокові дробарки.....	15
2.1. Шокова дробарка з простим рухом шоки.....	19
2.2. Шокова дробарка із складним рухом шоки.....	21
Практична робота № 3. Конусні дробарки.....	24
Практична робота № 4. Валкові дробарки.....	28
Практична робота № 5. Молоткові дробарки.....	32
Практична робота № 6. Роторні дробарки.....	37
Практична робота № 7. Кульові млини.....	42
Практична робота № 8. Установки для просівання сипучих зернистих матеріалів.....	45
8.1. Вібраційні сита.....	46
8.2. Барабанні сита.....	49
Практична робота № 9. Розрахунок установок для сушіння піску і глини.....	51
9.1. Установка для сушіння в пневмопотці.....	52
9.2. Пневматичний регенератор.....	55
9.3. Планетарний регенератор.....	59
РОЗДІЛ Б. ПРИГОТУВАННЯ СУМІШЕЙ	
Практична робота № 10. Змішування формувальних та стержневих сумішей.....	61
10.1. Змішувач періодичної дії з вертикальними катками.....	62
10.2. Відцентровий змішувач.....	65
10.3. Лопатковий змішувач безперервної дії.....	70
10.4. Барабанний змішувач.....	73
РОЗДІЛ В. УСТАТКУВАННЯ ТА МЕТОДИ ВИРОБНИЦТВА ЛИВАРНИХ ФОРМ І СТЕРЖНІВ	
Практична робота № 11. Розрахунок конструктивних параметрів піскострільної (піскодувної) головки.....	79
Практична робота № 12. Розрахунок конструктивних параметрів імпульсної головки.....	84
Практична робота № 13. Розрахунок основних параметрів пресового механізму.....	90
13.1. Побудова індикаторної діаграми пресового циліндра.....	93
13.2. Розрахунок важільного механізму.....	97
Практична робота № 14. Розрахунок основних параметрів струшуючого механізму.....	100
14.1. Розрахунок пневматичної струшуючої формувальної машини без відсічки подачі повітря.....	107
14.2. Розрахунок пневматичної струшуючої формувальної машини з відсічкою подачі повітря і розширенням повітря в замкнутому просторі.....	112
14.3. Розрахунок пневматичної струшуючої формувальної машини з двосидільним перекидним клапаном.....	116

Практична робота № 15. Розрахунок конструктивних параметрів пісcomedної головки.....	120
РОЗДІЛ Г. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИБИВКИ І ОЧИСТКИА ЛИТВА	
Практична робота № 16. Розрахунок конструктивних параметрів ексцентрової решітки.....	126
Практична робота № 17. Розрахунок конструктивних параметрів інерційної вибивної решітки.....	130
Практична робота № 18. Розрахунок конструктивних параметрів віброзбуджувача.....	134
Практична робота № 19. Розрахунок конструктивних параметрів установки для гідравлічної вибивки стержнів	140
Практична робота № 20. Розрахунок галтувального барабану періодичної дії	145
Практична робота № 21. Розрахунок конструктивних параметрів галтувального барабану безперервної дії.....	148
Практична робота № 22. Розрахунок дробометного апарату.....	152
Література	156

ВСТУП

Практикум з курсів "Формувальне, стержневе, сумішоприготувальне ливарне обладнання" та "Обладнання фінішних операцій в ливарних цехах" призначений для студентів третього курсу механіко-технологічного факультету Центральноукраїнського національного технічного університету і складений відповідно до навчальних програм курсів "Формувальне, стержневе, сумішоприготувальне ливарне обладнання" та "Обладнання фінішних операцій в ливарних цехах". Він доповнює та поглиблює отримані на лекційних заняттях знання і сприяє всебічному вивченню предмета. Завдання, що їх виконують студенти, допоможуть ліпше засвоїти лекційний матеріал і ґрунтовніше підготуватись до іспиту. Практичні роботи спрямовані на формування у студентів наукових уявлень про конструкційні особливості і принцип роботи устаткування та обладнання, яке використовується в ливарних цехах виробництва відливків в разових піщаних формах.

Практичні заняття з курсів "Формувальне, стержневе, сумішоприготувальне ливарне обладнання" та "Обладнання фінішних операцій в ливарних цехах" мають на меті дати необхідний обсяг знань у галузі технологічного обладнання та транспортних пристроїв ливарного виробництва, розвинути навички самостійного вивчення методики розрахунку окремих вузлів машин та видів обладнання, його кількісних величин.

Отримані знання про принцип дії та конструкцію основних типів машин і механізмів для виготовлення ливарних форм, стержнів допоможуть студентам ліпше підготуватись до конструкторсько-технологічної практики.

При складанні практикуму використано підручники та навчальні посібники, які не втратили своєї актуальності на сучасному етапі, в яких описуються конструкції машин та механізмів металургійного та ливарного виробництв, а також матеріали вітчизняних та зарубіжних періодичних видань, проспектів.

Практичні роботи розширені і доповнені новими завданнями та ілюстраціями. Рекомендації щодо змісту, виконання і оформлення цих робіт ґрунтуються на досвіді авторів з проведення практичних занять з курсів "Формувальне, стержневе, сумішоприготувальне ливарне обладнання" та "Обладнання фінішних операцій в ливарних цехах".

Розділ А «Транспортування та підготовка матеріалів в ливарному цеху» підготував Конончук С.В.; розділи Б, В і Г «Приготування сумішей», «Устаткування та методи виробництва ливарних форм і стержнів», «Обладнання для вибивки і очистки литва» – Скрипник О.В. Загальна редакція О.В. Скрипник.

РОЗДІЛ А. ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА ПІДГОТОВКА МАТЕРІАЛІВ В ЛИВАРНОМУ ЦЕХУ

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 1 СИСТЕМИ ПНЕВМАТИЧНОГО ТРАНСПОРТУ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ

Мета роботи – ознайомитися з конструкцією установок для пневматичного транспорту сипких матеріалів, визначити потужності їх приводів, а також величини сил, які діють в елементах механізмів установок для здрібнення матеріалів.

Теоретичні відомості

Переміщення сипких матеріалів в трубопроводі відбувається різними способами:

- шляхом переносу твердих частинок матеріалу обтікаючим їх повітрям або газом (або шляхом видавлювання повітрям скупчень матеріалу);
- шляхом придання матеріалу плинності за рахунок аерації (насичення повітрям).

По способу створення повітряного потоку і умовам тиску його в трубопроводах пневмотранспортні установки підрозділяються на всмоктуючі, нагнітальні і комбіновані – всмоктуючо–нагнітальні. В нагнітальних системах тиск робочого середовища в транспортному трубопроводі більший атмосферного, у всмоктувальних, навпаки, менше атмосферного. Відмінність систем пневмотранспортних установок одна від одної може полягати в різному розташуванні окремих елементів [1].

По максимальній величині надлишкового тиску або розрідження пневматичні транспортні установки підрозділяються на низьконапірні, середньонапірні і високонапірні.

Залежно від ступеня розрідження в кінці пневмотранспортної системи всмоктувальні установки підрозділяють на установки з низьким (до 0,01 МПа), середнім (до 0,03 МПа) і високим (до 0,09 МПа) залишковим тиском. Однак практично всмоктувальні установки працюють при залишковому тиску, що не перевищує 0,05 МПа [2]. Підвищення залишкового тиску зменшує густину робочого потоку, знижує його здатність до переносу матеріалу і збільшує витрату повітря.

Із цієї причини у всмоктувальних установках транспортування двофазного потоку при високих концентраціях матеріалу можливо лише при малій довжині траси (не більше 80 - 100 м). Для переміщення двофазного потоку при середній і високій концентрації матеріалу на значні відстані (більш 100 м) рекомендується застосовувати нагнітальні установки.

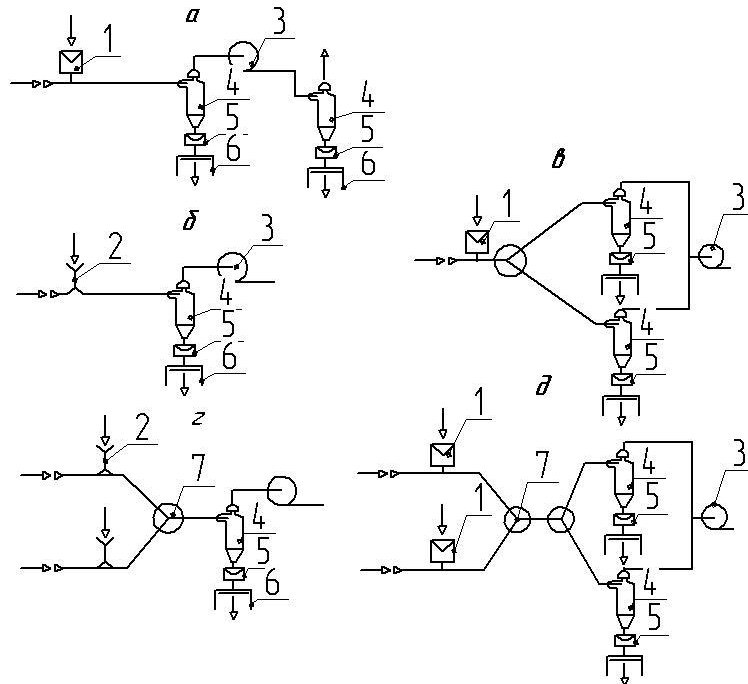
Нагнітальні установки розрізняють по величині тиску на початку пневмотранспортної мережі: низького (до 0,11 МПа), середнього (до 0,2 МПа) і високого (до 0,9 МПа) тиску [3]. Необхідно відмітити, що початковий тиск у нагнітальних установках або розрідження в установках всмоктувального типу розраховуються з урахуванням втрат тиску в пневмотранспортній установці, які у свою чергу залежать не тільки від концентрації твердої фази двофазного потоку, дальності транспортування, продуктивності установки, але й від принципу роботи пневмомережі (тобто способу переміщення твердої фази по трубопроводах).

Границі тиску характеризуються потужністю повітродувних машин, які використовуються у системах пневматичного транспорту. Найбільш широке застосування в практиці одержали: для низьконапірних систем - вентилятори, для середньонапірних – повітродувки, для високонапірних - компресори.

По компонованню системи пневматичного транспорту підрозділяються на відкриття й кільцеві. У відкритих систем транспортуюче середовище після виконання своїх функцій випускається в атмосферу. У кільцевих системах воно безупинно циркулює по трубопроводах, виконуючи на певних ділянках транспортні функції. У більшості випадків застосовують кільцеві системи, де основна кількість робочого середовища циркулює в закритій системі, виконуючи транспортні функції, а невелика частина його засмоктується і випускається із системи разом з переміщуваним матеріалом. Пневмотранспортні установки

всмоктувального типу прості у виготовленні й монтажі, можуть забирати матеріал одночасно з декількох місць і мають високі експлуатаційні якості. Транспортуюче робоче середовище в такій установці засмоктується разом з матеріалом, і по шляху транспортування відбувається їхнє змішування. Далі двофазний потік переміщається по транспортних трубопроводах у видільний пристрій (споживачеві), де матеріал відділяється від транспортуючого робочого середовища, яке надходить далі в повітродувну машину де стискується і викидається в атмосферу. На рис. 1.1 а, показана принципова схема пневмотранспортної установки всмоктувального типу.

Відділення матеріалу можна здійснювати двоступінчастим очищенням робочого середовища від твердої фази залежно від початкового забруднення. Оскільки у видільному пристрої є розрідження, то живильник (можливе застосування шнекового живильника) повинен забезпечити герметичність, щоб запобігти проникненню повітря в циклон.



- 1 - живильник; 2 - завантажувальна вирва; 3 - повітродувна машина; 4 - віддільник; 5 - живильник бункера; 6 - бункер; 7 - перемикач

Рисунок 1.1 – Принципові схеми всмоктувальних пневмотранспортних установок

Крім описаної вище схеми пневмотранспортної установки всмоктувальної дії, яка забезпечує одне місце забору, можливі схеми для подачі матеріалу в різні місця з встановленням різного роду перемикачів на транспортних трубопроводах (рисунок. 1.1 в.). Особливо виправдовують себе такі установки, які забезпечують подачу транспортуемого матеріалу з декількох місць в одне.

Від місць забору матеріалу транспортні трубопроводи прокладаються до загального трубопроводу, причому транспортувати двофазний потік можна як по одному, так і по двом і більш трубопроводам одночасно залежно від технологічних вимог до установки, яка експлуатується (рисунок 1.1 г). Такий тип транспортування, тобто забір матеріалу з одного або декількох місць (розвантаження матеріалу в одному або декількох місцях), можна здійснювати за допомогою перемикачів.

До переваг пневмотранспортних установок всмоктувальної дії необхідно віднести те, що їх завантажувальні пристрої відрізняються простотою конструкції, не вимагають герметизації, оскільки трубопроводи завжди перебувають під розрідженням [3].

Для переміщення матеріалу, який транспортується, на більші відстані іноді застосовуються змішані (комбіновані) системи пневмотранспортних установок, які складаються із двох послідовно працюючих систем. Перша, яка організує транспортування матеріалу до місць його перевантаження, як правило, представляє з себе всмоктувальну

систему, подальше його переміщення здійснюється нагнітальною системою.

У загальному випадку пневмотранспортні установки залежно від функцій, які вони виконують, можна підрозділити на дві групи:

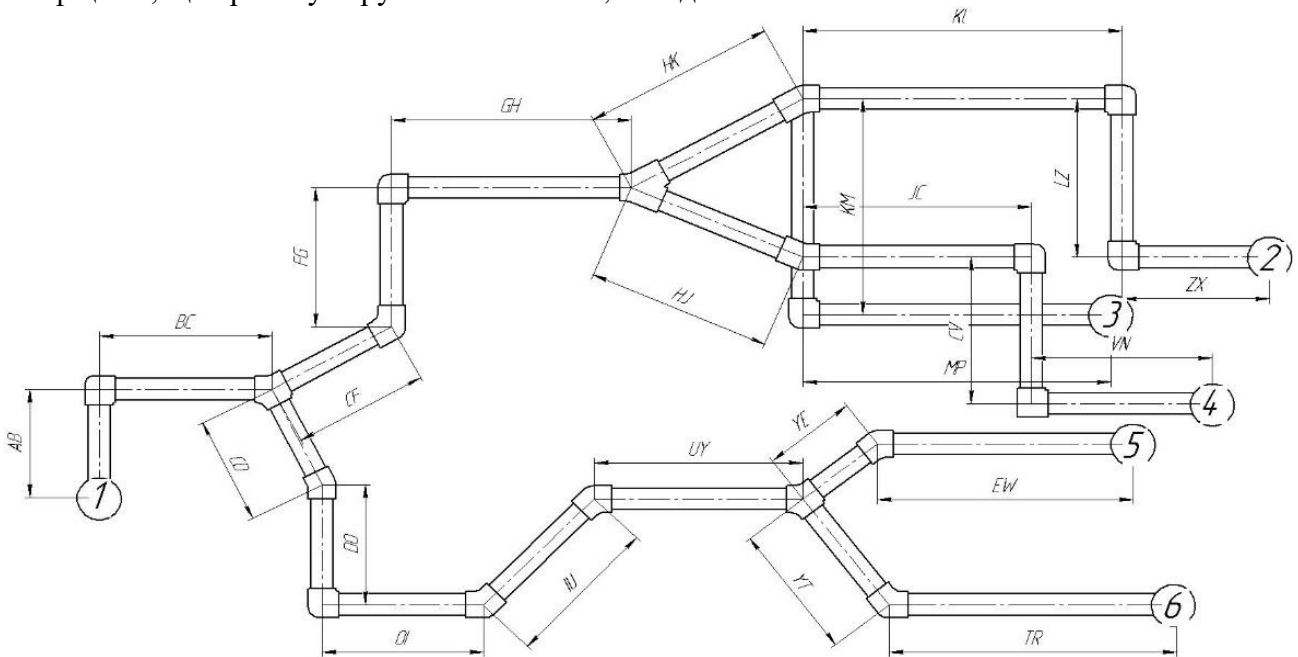
- цехові установки, розташовувані усередині виробничих приміщень, які вловлюють і видаляють сипкі матеріали від технологічного устаткування, а потім транспортують його усередині цеху або за його межі. Для цієї мети переважно використовують всмоктувальні і всмоктувально-нагнітальні установки низького тиску;
- установки, які виконують тільки транспортні функції, тобто, ті які переміщують двофазний потік усередині цеху відповідно до технологічного процесу по території підприємства, а також за його межами. Ці установки залежно від виду переміщуваного матеріалу, його концентрації, відстані транспортування можуть бути всмоктувальними, нагнітальними і всмоктувально-нагнітальними.

По величині масової концентрації двофазного потоку пневмотранспортні установки діляться на установки низькою ($\mu < 0,5$), середньої ($0,5 < \mu < 4$) і високої концентрації ($\mu > 4$) [2].

Завдання для розрахунку

Визначити габаритні розміри пневмотранспортної установки, потужність приводів повітродувки, а також величини основних параметрів, які визначають її типорозмір.

Параметри пневмотранспортної установки – продуктивність установки Q ; вид траси (рис. 1.2), довжина елементів траси (табл. 1.2); властивості та характеристики матеріалу – сухий, вологий, зернистість і т.п., розмір вихідних кусків матеріалу d_k , густина матеріалу ρ_t , коефіцієнт, що враховує крупність часток α , наведені в табл. 1.1.



1 - захлопка; 2 - проста задвижка; 3 - задвижка Лудло; 4 - задвижка з симетричним звуженням; 5, 6 - захлопка

Рисунок 1.2 – Загальний вигляд траси пневмотранспортної установки

Порядок виконання роботи

Насамперед, необхідно визначити приведену довжину траси, яка представляє собою суму еквівалентних і геометричних довжин. Еквівалентною довжиною місцевого опору в транспортуючому трубопроводі – називається така довжина прямолінійної горизонтальної

ділянки, у якій величина втрати напору повітря відповідає місцевому опору в трубопроводі (наприклад, у коліні, відводі, перемикачі і т.п.).

Таблиця 1.1

Вихідні дані для розрахунку пневмотранспортної установки

Варіант	Твердий матеріал	Q, т/год	d _к , мм	ρ _м , кг/м ³	$\frac{R_k}{d_m}$	Матеріал
1	Апатит	10	80	2800	4	порошкоподібний
2	Антрацит	12	20	1600	4	неоднорідний мілкокусовий
3	Бетон	14	40	2300	6	неоднорідний великокусовий
4	Гіпс	16	10	2690	6	однорідний зерновий сухий
5	Граніт	18	10	3300	10	неоднорідний мілкокусовий
6	Вапняк високої густини	11	30	3000	10	порошкоподібний
7	Вапняк низької густини	13	5	2800	10	однорідний зерновий сухий
8	Вапняк пористий	15	3	2600	12	однорідний зерновий сухий
9	Колчедан	17	1	5200	12	однорідний зерновий сухий
10	Мергель	19	8	2800	12	однорідний зерновий вологий

Таблиця 1.2

Довжина елементів траси пневмотранспортної установки

Варіант	AB, м	BC, м	CD, м	DO, м	OI, м	IU, м	UY, м	YE, м	YT, м	EW, м	TR, м	CF, м	FG, м	GH, м	HK, м	HJ, м	JC, м	CV, м	VN, м	KL, м	LZ, м	ZX, м	KM, м
1	5	10	15	2	5	7	11	2	9	1	10	2	8	3	9	5	10	2	1	8	4	7	6
2	4	11	7	5	10	8	10	1	3	2	9	5	2	5	7	4	9	4	3	7	5	3	8
3	3	9	8	3	6	3	9	3	5	3	8	6	5	4	3	3	8	6	5	6	6	5	9
4	2	7	10	6	3	5	8	4	6	4	7	3	3	1	1	2	7	8	7	9	1	8	10
5	6	8	12	8	7	2	6	6	10	5	6	4	6	2	10	1	6	10	9	5	2	6	5
6	7	5	13	7	9	4	7	5	2	6	5	1	4	10	5	7	1	3	10	2	3	10	4
7	8	6	5	10	8	9	5	9	8	7	4	7	1	7	2	6	2	5	8	1	10	2	7
8	10	3	6	9	4	6	2	8	7	8	3	10	7	9	4	8	3	7	6	10	9	1	3
9	9	1	9	11	2	11	3	7	4	9	2	9	10	8	8	10	4	9	4	3	7	4	2
10	11	4	11	4	5	2	4	2	1	10	1	8	9	6	6	9	5	1	2	4	8	9	1

Для практичного використання її наближене значення обчислюється по формулі:

$$L_{\text{ГПР}} = \sum l_{\text{Г}} + \sum l_{\text{В}} + \sum l_{\text{екк}} + \sum l_{\text{екп}} \quad (1.1)$$

де $L_{\text{ГПР}}$ - приведена довжина трубопроводу, м;

$\sum l_{\text{Г}}, \sum l_{\text{В}}$ - сумарна довжина горизонтальних і вертикальних ділянок траси, м;

$\sum l_{\text{екк}}, \sum l_{\text{екп}}$ - сумарна еквівалентна довжина колін і перемикачів трубопроводу, м.

Горизонтальні ділянки - BC, CD, OI, IU, UY, YE, YT, TR, EW, CF, GH, HK, HJ, JC, VN, KL, ZX; вертикальні ділянки - AB, DO, FG, CV, LZ, KM.

Еквівалентну довжину $\sum l_{\text{екк}}$ для колін з кутом повороту 90° визначають по табл. 1.3.

Таблиця 1.3

Значення еквівалентної довжини повороту $\sum l_{\text{екк}}$ і коефіцієнта α для різних матеріалів

Матеріал	α	$\sum l_{\text{екк}}$ (м) при співвідношенні R_k/d_m рівному			
		4	6	10	12
Порошкоподібний	10–16	4–8	5–10	6–10	8–10
Однорідний зерновий: сухий вологий (до 5%)	17–20	–	8–10	18–16	16–20
	12–15	–	–	16–20	12–16
Неоднорідний: мілкокусовий великокусовий	17–22	–	–	28–35	28–45
	22–25	–	–	60–80	70–90

Примітка: R_k – радіус коліна; d_m – діаметр трубопроводу.

Менше значення вибирають для малоабразивних вантажів (вугільний пил і ін.) при невеликих швидкостях транспортування. Еквівалентна довжина двоходових перемикачів $\sum l_{екп}$, при переміщенні порошкоподібних матеріалів приймається рівною 8 м, а для свіжої формувальної суміші і піску - 15 м [3]. Якщо матеріал транспортується через перемикачі трубопроводів, то останні не повинні створювати додаткових місцевих опорів.

Для руху матеріалу по трубопроводу необхідна достатня величина швидкості транспортуючого повітря $v_{п}$. Ефективність захвату матеріалу потоком повітря в трубопроводі визначається фізико-хімічними властивостями матеріалу і швидкістю його витання $v_{к}$, яка обчислюється за емпіричною формулою (м/с):

$$v_{вит} = k \sqrt{\frac{\rho_m}{\rho_{п}} d_k}, \quad (1.2)$$

де $k = 6 \dots 17 \text{ с}^{-1}$ [2] - коефіцієнт, що залежить від форми, розміру й характеру поверхні частки (менше значення k приймається для пилоподібних неабразивних матеріалів);

ρ_m - густина вантажу, який транспортується, кг/м^3 ;

$\rho_{п}$ - густина повітря, кг/м^3 (при атмосферному тиску $\rho_{п} = 1,29$, для нагнітальних установок $\rho_{п} = 1,6 \dots 2,0$, для всмоктувальних $\rho_{п} = 0,80 \dots 0,95$) [1];

d_k - розмір шматків матеріалу, м.

Робочу швидкість повітря в трубопроводі розраховують за виразом $v_{п} = v_{вит} (1,1 \dots 2,0)$ або, (м/с):

$$v_{п} = \alpha \sqrt{\rho_m} + B L_{пр}^2, \quad (1.3)$$

де α - коефіцієнт, що враховує крупність часток (див. табл. 1.3);

$B = (2-5) \times 10^{-5}$ [3] - коефіцієнт, що залежить від вологості матеріалу (менше значення приймається для сухих матеріалів, більше - для вологих);

$L_{пр}$ - приведена довжина трубопроводу, м.

Витрата повітря, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{п} = \frac{Q}{3,6 \rho_{п} \mu}, \quad (1.4)$$

де Q - продуктивність установки, т/год;

μ - насиченість потоку повітря частками матеріалу, який транспортується.

Розраховуємо величину μ :

$$\mu = \frac{G_m}{G_{пов}}, \quad (1.5)$$

де G_m - кількість матеріалу, що транспортується, кг;

$G_{пов}$ - кількість повітря, що транспортує матеріал, кг.

У всмоктувальних установках насиченість потоку повітря частками зазвичай перебуває в межах $\mu = 0,05 \dots 25$ кг/кг, а в нагнітальних - $\mu = 10 \dots 150$ кг/кг і більше [4].

Внутрішній діаметр трубопроводу, м:

$$d_T = \sqrt{\frac{4Q_{\Pi}}{\pi v_{\Pi}}} \quad \text{або} \quad d_T = 1,13 \sqrt{\frac{Q_{\Pi}}{v_{\Pi}}}, \quad (1.6)$$

де $v_{\text{пов}}$ - швидкість повітря в трубопроводі м/год.

Після визначення d_T по табл. 1.4 підбирають трубу із внутрішнім діаметром d'_T , рівним (або найближчим більшим) розрахованому.

Таблиця 1.4

Внутрішні діаметри труб

Зовнішній діаметр, мм	Товщина стінок, мм					
	4,5	5,0	5,5	6,0	7,0	8,0
45	36	35	—	—	—	—
50	41	40	39	—	—	—
54	45	44	43	42	40	38
57	48	47	46	45	43	41
60	51	50	49	48	46	44
68	59	58	57	56	54	52
73	64	63	62	61	59	57
76	67	66	65	64	62	60
83	74	73	72	71	69	67
89	80	79	78	77	75	73
95	86	85	84	83	81	79

Товщина стінок труб вибирається залежно від абразивності матеріалу, що транспортується. Для формувальних матеріалів і сумішей слід вибирати труби з товщиною стінки від 5 до 8 мм.

По обраному діаметру уточнюємо необхідну витрату повітря при тій же швидкості, $\text{м}^3/\text{с}$:

$$Q_{\Pi} = \frac{\pi (d'_T)^2}{4} v_{\Pi} \quad (1.7)$$

Тиск повітря в початковій точці трубопроводу нагнітальних установок, Па:

$$p_{\text{поч}} = \sqrt{1 + \frac{\beta \mu L_{\text{пр}} v_{\Pi}^2}{d_T} \pm \frac{h \mu p_{\Pi}}{10^4}}, \quad (1.8)$$

де β - коефіцієнт опору руху повітря;

h - сума довжин вертикальних ділянок траси.

Знак "плюс" у формулі відповідає руху вантажу вгору, а "мінус" - униз. Коефіцієнт β для нагнітальних трубопроводів залежить від параметрів трубопроводу, концентрації суміші і визначається за графіком (рис. 1.3).

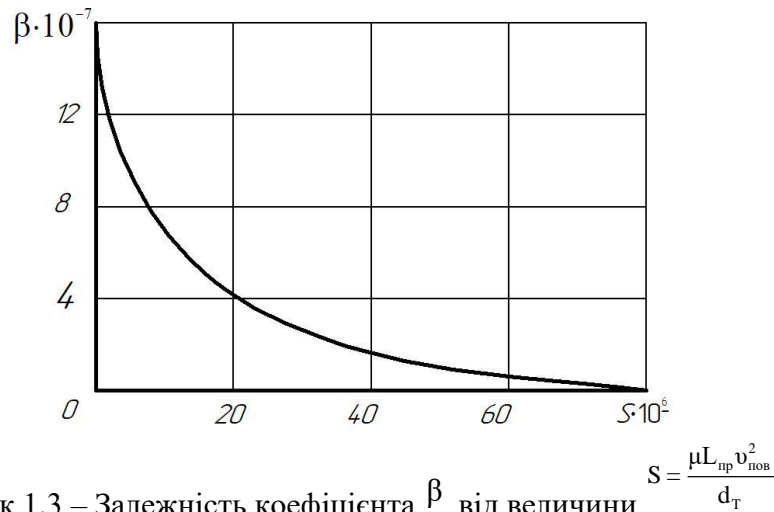


Рисунок 1.3 – Залежність коефіцієнта β від величини

Для всмоктувальних установок значення β приймають постійним і воно становить $\beta = 1,5 \times 10^{-7}$ [4].

Тиск повітря в кінцевій точці трубопроводу, Па:

$$\rho_{поч} = \sqrt{1 - \frac{\beta \mu L_{np} v_{п}^2}{d_r} \pm \frac{h \mu \rho_{п}}{10^4}} \quad (1.9)$$

Для мінерального пилу коефіцієнт $k = 1$, а для стружок $k = 1,4$ [3].
Розрахунковий опір мережі визначається за формулою, Па:

$$r_p = h_f + h_i, \quad (1.10)$$

де h_f - повна втрата напору в трубопроводі, Па;

h_i - втрата напору, яка враховує локальні сили інерції, Па.

Для мінерального пилу коефіцієнт $k = 1$, а для стружок $k = 1$ [3].

Повна втрата напору в трубопроводі, Па:

$$h_f = \left(\xi_1 + \sum \xi_j \right) \frac{v_{пов}^2}{2g}, \quad (1.12)$$

де ξ_1 - коефіцієнт опору по довжині ділянки трубопроводу;

ξ_j - місцевий коефіцієнт опору в трубопроводі.

Коефіцієнт опору по довжині трубопроводу:

$$\xi_1 = \frac{\lambda l}{d_m}, \quad (1.13)$$

де λ - коефіцієнт гідравлічного тертя;

l - довжина ділянки трубопроводу, м.

Для шорстких труб (квадратична область) коефіцієнт гідравлічного тертя визначається за формулою Прандтля:

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\lg \frac{\Delta}{3,7}\right)}, \quad (1.14)$$

де Δ - еквівалентна шорсткість, мм.

Числові значення еквівалентної шорсткості приведені в табл. 1.5, а значення місцевого коефіцієнту опору в трубопроводі наведені в табл. 1.6.


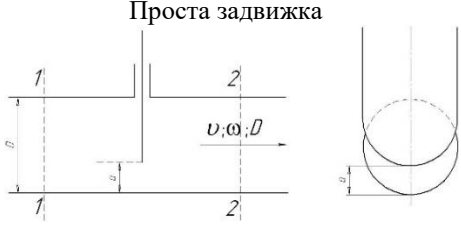
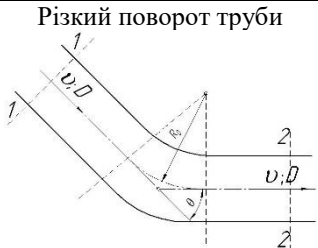
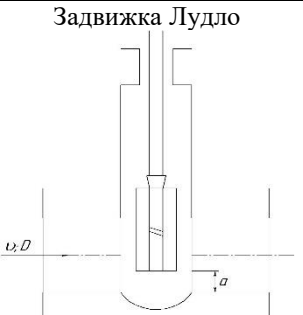
Таблиця 1.5

Еквівалентна шорсткість труб	
Характеристика поверхні труб	Δ , мм
Цільнотянуті труби	
Із латуні	0,0015 – 0,0100
Нові сталеві	0,020 – 0,100
Сталеві, які знаходяться в експлуатації	1,20 – 1,50
Цільнозварні сталеві труби	
Нові або старі в гарному стані	0,04 – 0,10
Які були в експлуатації	$\approx 0,10 – 0,15$
З подвійною поперечною клепою, сильно корозійні	2,0
Чавунні труби	
Нові	0,25 – 1,00
Які були в експлуатації, сильно корозійні	1,0 – 1,5

Втрата напору, яка враховує локальні сили інерції, Па:

$$h_i = \frac{\alpha_0 L}{g} \frac{dv_{\text{пов}}}{dt} \quad (1.15)$$

Таблиця 1.6

Числові значення місцевого коефіцієнту опору в трубопроводі			
Вид місцевого опору	ξ_j	Вид місцевого опору	ξ_j
<p>Діафрагма з гострими краями</p> 	0,04	<p>Проста задвижка</p> 	0,06
<p>Різкий поворот труби</p> 	1,10	<p>Задвижка Лудло</p> 	0,15
<p>Трійник витяжний</p>	$\xi_{2-3} = 2,30$	<p>Задвижка з симетричним звуженням</p>	

	$\xi_{1-3} = 1,00$		0,60
<p>Трійник притічний</p>	$\xi_{1-2} = 2,30$ $\xi_{1-3} = 0,70$	<p>Захлопка</p>	При $D \leq 200$ 1,9

При розрахунках нехтуємо втратою напору, яка враховує сили інерції (пов'язано з тим, що занадто складно розраховувати величини сили інерції в вузлах де виникають місцеві втрати).

Потужність двигуна повітродувки:

$$N_d = \frac{AQ'_{\text{пов}}}{60102 \eta}, \quad (1.16)$$

де A - теоретична робота повітродувки, віднесена до 1 м^3 засмоктуваного повітря;

$\eta = 0,55 \dots 0,70$ [5] - коефіцієнт корисної дії вентилятора.

Розраховуємо величину A :

$$A = 23030 \lg p_1 \quad (1.17)$$

Тиск у повітродувці P_1 , Па:

$$P_1 = \alpha P_{\text{роб}} + P_{\text{вт}}, \quad (1.18)$$

де α - коефіцієнт, який враховує втрати тиску в машині ($\alpha = 1,05 \dots 1,25$);

$P_{\text{роб}}$ - робочий тиск, ата (для нагнітальних установок $P_{\text{роб}} = P_{\text{поч}}$, а для всмоктувальних $P_{\text{роб}} = 1 - p_k$);

$P_{\text{вт}}$ - втрати тиску в нагнітальній трубі, ат (для нагнітальних установок $P_{\text{вт}} = 0,3$, а для всмоктувальних $P_{\text{вт}} = 0,2$).

Для машин, що працюють на розрідження, величину A можна знайти з табл. 1.7.

Таблиця 1.7

Залежність величини A від значення p_1

P_1 , ата	A , кгм/м ³
0,6	4700
0,7	4100
0,8	3500

Після одержання значень P_1 і $Q_{пов}$ вибирається тип повітродувки.

Контрольні запитання

1. З яких пристроїв складається пневматичний транспорт?
2. Перелічіть переваги пневмотранспорту?
3. Які завантажувальні і розвантажувальні пристрої застосовуються в системах пневмотранспорту?
4. Назвіть основні типи пневматичного транспорту?
5. Яка максимальна довжина пневмотранспорту допускається в ливарних цехах?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 2 ЩОКОВІ ДРОБАРКИ

Мета роботи – ознайомитися з конструкцією щокрових дробарок, визначити потужності їх приводів, а також величини сил, які діють в елементах механізмів установок для здрібнення матеріалів.

Теоретичні відомості

Механічний процес руйнування або змільчення шматків матеріалу називається *здрібнюванням* і проводиться за допомогою здрібнювальних машин - дробарок.

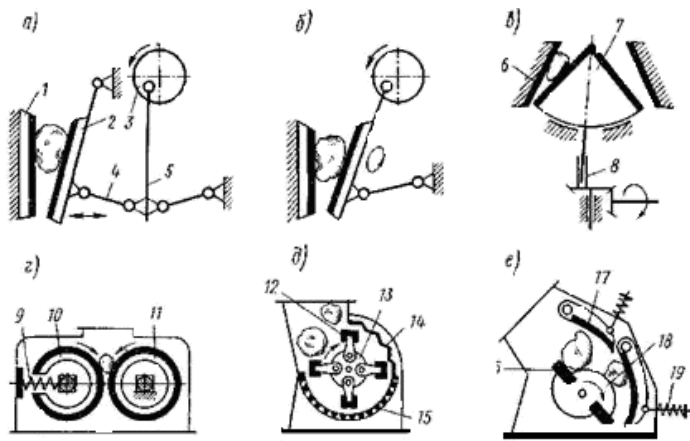
Здрібнювання здійснюється методами роздавлювання (стискування), розколювання і стирання. У дробильних машинах застосовують різні комбінації цих способів з урахуванням фізико-механічних властивостей породи, яка здрібнюється і крупності дроблення. Великі шматки звичайно здрібнюють методом стискування; шматки середньої величини, а також дрібні методом удару або стискування з ударом. Проводяться дослідницькі роботи із застосування для здрібнення вібрації, ультразвукових коливань, а також підривного і електрогідравлічного ефектів.

Матеріал, який надходить у дробарку, називають *вихідним матеріалом* або продуктом живлення. Подрібнений матеріал, який виходить із дробарки, називається *продуктом дроблення* або готовим продуктом.

Розрізняють велике, середнє, дрібне і тонке здрібнення. Великим здрібненням називається здрібнювання на шматки розміром від 70 до 300 мм; середнім здрібнюванням – на шматки від 20 до 70 мм; дрібним - на шматки від 1 до 20 мм і тонким - до розмірів у частках міліметра [6].

Здрібнення ведеться в кілька прийомів (стадій) з поступовим зменшенням розмірів шматків. *Розрізняють здрібнення* одностадійне, двостадійне і т.п.

Відповідно до цього дробильні машини умовно підрозділяють на дробарки великого (первинного) здрібнення, середнього (вторинного) і дрібного здрібнення. Залежно від призначення й фізико-механічних властивостей порід які здрібнюються *дробарки підрозділяються* на щокрові (щелепні), конусні, валкові, молоткові і роторні (рис.2.1). Для тонкого здрібнювання застосовують різного типу млини (кульові, вібраційні), бігуни.



а, і б - щокові; в - конусні; г - валкові; д - молоткові; е - роторні

Рисунок 2.1 – Схеми дробильних машин

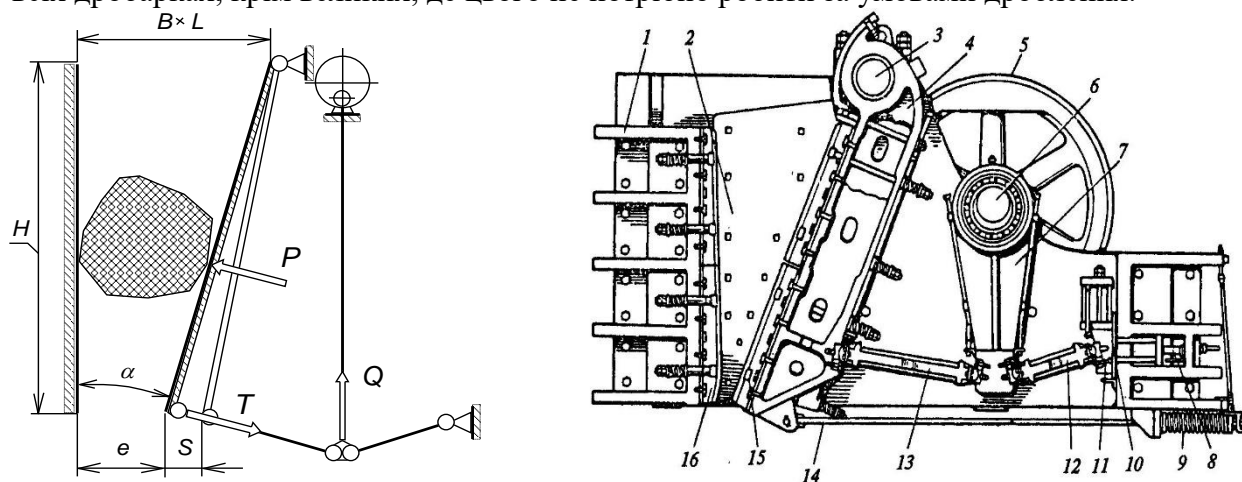
Процес здрібнення матеріалу в щокових дробарках здійснюється між двома здрібнювальними плитами, які прикріплені до нерухомої і рухомої щік дробарки. Руйнування матеріалу відбувається при періодичному натисканні на нього рухомою щікою [7].

Щокові дробарки за принципом дії ділять на дробарки із простим, складним і комбінованим рухом рухомої щіки. Перші здрібнюють матеріал в основному методом стискування і частково за рахунок вигину; їх застосовують головним чином для первинного, великого здрібнення. Дробарки зі складним рухом щіки здрібнюють матеріал методом стискування в комбінації зі стиранням і сколюванням; їх застосовують переважно для середнього і дрібного здрібнювання.

Щокова дробарка із простим рухом щіки та схема здрібнення в ній показана на рис. 2.2.

Робочим органом дробарки є *нерухома і рухома плити*, які здрібнюють, закріплені відповідно на стінці станини і рухомій щіці, змонтованій на осі. Плити для здрібнення в нижній частині мають криволінійну форму й утворюють зону з паралельними поверхнями, яка забезпечує видачу більш рівномірного за розміром частинок матеріалу.

Рухома щіка і передня стінка станини утворюють камеру здрібнення. Відстань між здрібнюючими плитами в нижній частині камери здрібнювання називається вихідною (розвантажувальною) щілиною; ширина її регулюється спеціальним регулюючим механізмом у всіх дробарках, крім великих, де цього не потрібно робити за умовами дроблення.



1 - станина; 2 - бокові клини; 3 - вісь рухомої щіки; 4 - рухома щіка; 5 - маховик з кривошипом; 6 - вісь шатуна; 7 - шатун; 8 - розпирний клин; 9 - пружина; 10 - станина дробарки; 11 - упор; 12 - розпирна плита; 13 - нажимна плита; 14 - тяга; 15, 16 - броньові плити

Рисунок 2.2 – Схема здрібнення твердого матеріалу в щоковій дробарці та її загальний вид

Коливання рухомої щоки здійснюється за допомогою шарнірно-важільного механізму, який складається з ексцентрикового валу, шатуна і двох розпірних плит. По кінцях ексцентрикового валу змонтовані маховики, один з яких служить приводним шківом. Бічні стінки станини дробарки футеруються в робочій зоні сталевими плитами у вигляді клинів. Підтримка елементів системи в положенні, необхідному для забезпечення заданої кінематики руху всіх елементів дробарки, забезпечується тягою і пружиною.

При холостому ході щоки частина енергії витрачається на подолання шкідливих опорів, а надлишкова частина поглинається маховиками, тобто перетворюється в кінетичну енергію. При робочому ході маховики віддають цю накопичену енергію, допомагаючи двигуну долати опір матеріалу процесу здрібнення.

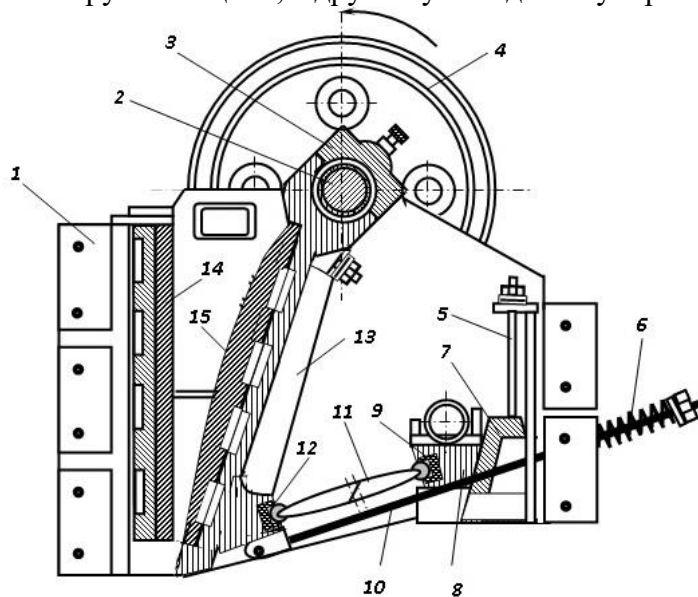
Дробарки із простим рухом щоки мають невелику вертикальну складову ходу стискування, тому здрібнюючі плити в них служать в від 4 до 5 разів довше, чим у дробарок зі складним рухом, де величина цього ходу значно більша [8]. У цьому полягає перевага кінематичної схеми дробарок із простим рухом щоки. Іншою перевагою цих дробарок є забезпечення великого виграшу в силі у верхній частині завантажувального отвору, що дуже важливо при здрібнюванні шматків матеріалу більших розмірів і високої міцності.

Недоліком такого типу дробарок є мала величина ходу стискування у верхній частині завантажувального отвору, притому що хід стискування повинен бути тим більше, чим крупніше шматок матеріалу, який здрібнюється. У дробарках із простим рухом щоки зусилля, яке діє по розпірних плитах, приблизно в 15 разів більше, ніж зусилля по шатуну. Внаслідок цього створюються невідповідні умови надійного захвату і здрібнювання матеріалу у верхній частині завантажувального отвору.

Щокова дробарка з одноважільним механізмом і складним рухом щоки показана на рис. 2.3.

На відміну від дробарок з простим рухом щоки в дробарках зі складним рухом щоки рухома щока підвішена безпосередньо на ексцентрик вала і внизу опирається на одну розпірну плиту, яка вставлена у вкладиші в гніздах на щоці і регульовальному клині.

Нерухома щока 1 є частиною станини дробарки, рухома щока 13 за допомогою рухомого підшипника підвішена на ексцентриковому валу 2. Внутрішня поверхня робочого простору дробарки футерується змінними плитами 14 і 15. Розпірна плита 11 одним кінцем опирається на вкладиш 12 рухомої щоки, а другим у вкладиш 9 упора 8.



1 - нерухома щока; 2 - ексцентриковий вал; 3 - корінні підшипники; 4 - шків; 5 - гвинт; 6 - пружина; 7 - клин; 8 - упор; 9, 12 - вкладиші; 10 - тяга; 11 - розпірні плити; 13 - рухома щока; 14, 15 - змінні футерувальні плити

Рисунок 2.3 – Щокова дробарка з одноважільним механізмом і складним рухом щоки

Між упором і станиною дробарки розташований клин 7 закріплений на двох гвинтах 5. Зміною положення клина 7 у вертикальній площині регулюється ширина розвантажувальної щілини дробарки. Необхідний контакт між рухомою щогою і розпірною плитою забезпечується тягою 10 з пружиною 6, натяг якої регулюється гайкою. Ексцентриковий вал 2, що змонтований в корінних підшипниках 3 корпуса, отримує рух від електродвигуна через клиноремінну передачу і шків 4.

Рухома щока при роботі поперемінно то наближається до нерухомої щоки, то віддаляється від неї, крім того, одночасно рухома щока здійснює рух вздовж нерухомої щоки. Таким чином, траєкторія руху точок рухомої щоки утворює овал, за рахунок чого руйнування грудок здійснюється роздавлюванням та стиранням. При такому характері руху щоки холостий хід складає не половину оберту, а тільки 1/5 [1].

Дробарки зі складним рухом щоки конструктивно простіше дробарок із простим рухом щоки; крім того, вони мають менші габарити і менш металоємні.

На даний момент існують різні конструкції дробарок із двома рухливими щоками, кожна з яких має складний рух. Ці дробарки поєднують переваги звичайних дробарок зі складним рухом щоки (компактність і високу продуктивність) з основною перевагою дробарок із простим рухом (малим ступенем зношування здрібноючи плит).

В дробарках такої конструкції передбачено збільшення глибини, камери дроблення, заміну прямолінійних здрібноючи плит, плитами криволінійними з без болтовим їхнім кріпленням, регулювання і підтримка в заданих межах розвантажувальної щілини, застосування на головному ексцентриковому валу підшипників кочення замість підшипників ковзання, збільшення числа коливань щоки і підвищення твердості станин, а також удосконалення привода дробарок.

Ступінь здрібновання в щокових дробарок із шарнірно-важільним механізмом руху рухомої щоки знаходиться в межах від 4:1 до 7:1 [9]. Питома продуктивність сучасних щокових дробарок знаходиться в межах від 1,5 до 2,2 мг/год на 1 г ваги машини і питома витрата потужності від 0,45 до 1,5 к. с. на 1 м³/год годинної продуктивності при здрібненні первинними дробарками м'яких порід і від 1,0 до 2,5 к. с. на 1 м³/год при дробленні твердих порід [9].

2.1. Щокова дробарка з простим рухом щоки

Завдання для розрахунку

Визначити необхідну кількість щокових дробарок із простим рухом щоки для дроблення G твердого матеріалу, потужність приводів дробарок, а також величини сил, які діють в елементах механізму дробарки.

Параметри дробарки - хід щоки S ; кут захоплення α ; коефіцієнт корисної дії привода η ; ексцентриситет ексцентрикового вала e_b ; властивості та характеристики подрібнюваного матеріалу – середній розмір вихідних кусків $d_{тв}$; подрібнених - $d_{тк}$; коефіцієнт розпушення подрібненого матеріалу $\mu_{тк}$; густина матеріалу ρ_m ; границя міцності при стискуванні $\sigma_{тв}^+$; модуль пружності при розтягуванні E_t наведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1

Вихідні дані для розрахунку щокової дробарки із простим рухом щоки

Варіант	Твердий матеріал	G, т/год	d _{тв} , мм	ρ _m , кг/м ³	σ _{тв} ⁺	E _t ·10 ⁻⁴	d _{тк}	S	e _b	μ _{тк}	α, °	η
					МПа							
1	Апатит	100	300	2800	80	3,0	100	25	35	0,20	15	0,85
2	Антрацит	120	350	1600	25	0,7	140	27	30	0,25	16	0,84
3	Бетон	140	400	2300	300	2,0	160	28	25	0,30	17	0,83
4	Гіпс	160	450	2690	70	3,0	180	30	20	0,35	18	0,82
5	Граніт	180	500	3300	350	7,0	200	32	15	0,40	19	0,81

6	Вапняк високої густини	110	550	3000	250	6,0	220	33	35	0,45	20	0,80
7	Вапняк низької густини	130	600	2800	150	4,0	110	35	30	0,50	21	0,79
8	Вапняк пористий	150	650	2600	50	2,0	130	26	25	0,55	22	0,78
9	Колчедан	170	700	5200	125	3,5	150	29	20	0,60	23	0,77
10	Мергель	190	750	2800	100	4,0	170	31	15	0,65	24	0,76

Порядок виконання роботи

Розміри вхідного отвору, обираються залежно від середнього розміру вихідних кусків з інтервалів для ширини $B=(1,15\dots1,20)d_{\text{тв}}$ і довжини $L=[m+(1,15\dots1,20)]d_{\text{тв}}$, де m - ціле число (звичайно $m=1$).

Ширина щілини, м:

$$e = d_{\text{тк}} - \frac{S}{2} \quad (2.1)$$

Висота рухомої щоки, м:

$$H = \frac{(B - e)}{\text{tg}\alpha} \quad (2.2)$$

Степінь подрібнення:

$$i = \frac{d_{\text{тв}}}{d_{\text{тк}}} \quad (2.3)$$

Частота обертання ексцентрикового валу (кількість подвійних качань щоки), с^{-1} :

$$n \leq 1,107 \sqrt{\frac{\text{tg}\alpha}{S}} \quad (2.4)$$

Продуктивність однієї дробарки:

– масова, кг/с

$$G_{\text{дм}} = \frac{n\mu_{\text{тк}}\rho_m L d_{\text{тк}} S}{\text{tg}\alpha} \quad (2.5)$$

– об'ємна, $\text{м}^3/\text{с}$

$$G_{\text{дв}} = \frac{G_{\text{дм}}}{\mu_{\text{тк}}\rho_m} \quad (2.6)$$

Необхідна кількість дробарок, шт:

$$n_{\text{д}} = \varepsilon \left(\frac{G}{3,6G_{\text{дм}}} + 0,5 \right), \quad (2.7)$$

де ε - функція округлення дробового числа до цілого.

Потужність приводу дробарки, кВт:

$$N_d = 0,0005 \frac{G_{\text{дм}} (\sigma_{\text{ТВ}}^+)}{E_t \rho_m \eta} \lg i \quad (2.8)$$

Тип електродвигуна і його технічні характеристики вибираємо із довідкової літератури.

Потужність приводів усіх дробарок, кВт:

$$N = n_d N_d \quad (2.9)$$

Максимальне зусилля дроблення, кН:

$$P_{\text{max}} = 3,42 \frac{N \eta \cos \alpha}{S n} \quad (2.10)$$

Максимальне зусилля в розпірній плиті, кН:

$$T_{\text{max}} = 0,64 P_{\text{max}} \quad (2.11)$$

Максимальне зусилля в шатуні, кН:

$$Q_{\text{max}} = \frac{N_d \eta}{n e} \quad (2.12)$$

Маховий момент маховика, кг·м²:

$$M_M = \frac{500 N_d \eta}{\pi^2 n^2 \delta}, \quad (2.13)$$

де $\delta = 0,01 \dots 0,03$ - ступінь нерівномірності ходу.

Середній діаметр обода маховика D_M обирається рівним 0,92...3,20 м [7].

Повна маса маховика, кг:

$$m_M = k_M \frac{M_M}{D_M^2}, \quad (2.14)$$

де $k_M = 1,2$ [9] - коефіцієнт, що враховує масу маточини і спиць маховика.

2.2. Шокова дробарка із складним рухом шоки

Завдання для розрахунку

Визначити необхідну кількість шокових дробарок із складним рухом шоки для дроблення G твердого матеріалу, потужність приводів дробарок, а також величини основних параметрів, які визначають її типорозмір.

Параметри дробарки - хід шоки S ; кут захоплення α ; коефіцієнт корисної дії привода η ; ексцентриситет ексцентриквого вала e ; властивості та характеристики подрібнюваного матеріалу - розмір вихідних кусків $d_{\text{ТВ}}$; подрібнених - $d_{\text{ТК}}$; коефіцієнт розпушення подрібненого

матеріалу $\mu_{тк}$; густина матеріалу ρ_m ; границя міцності при стискуванні $\sigma_{тв}^+$; модуль пружності при розтягуванні E_T наведені в табл. 2.2.

Таблиця 2.2

Вихідні дані для розрахунку щоквої дробарки із складним рухом щоки

Варіант	Твердий матеріал	G, т/год	d _{тв} , мм	ρ _m , кг/м ³	σ _{тв} ⁺	E _T ·10 ⁻⁴	d _{тк}	S	e _в	μ _{тк}	α, °	η
					МПа							
1	Апатит	100	300	2800	80	3,0	100	25	35	0,20	15	0,85
2	Антрацит	120	350	1600	25	0,7	140	27	30	0,25	16	0,84
3	Бетон	140	400	2300	300	2,0	160	28	25	0,30	17	0,83
4	Гіпс	160	450	2690	70	3,0	180	30	20	0,35	18	0,82
5	Граніт	180	500	3300	350	7,0	200	32	15	0,40	19	0,81
6	Вапняк високої густини	110	550	3000	250	6,0	220	33	35	0,45	20	0,80
7	Вапняк низької густини	130	600	2800	150	4,0	110	35	30	0,50	21	0,79
8	Вапняк пористий	150	650	2600	50	2,0	130	26	25	0,55	22	0,78
9	Колчедан	170	700	5200	125	3,5	150	29	20	0,60	23	0,77
10	Мергель	190	750	2800	100	4,0	170	31	15	0,65	24	0,76

Порядок виконання роботи

Основними параметрами щоквої дробарки, які визначають її типорозмір – розмір прийомного отвору і розмір вихідної щілини ($B \times L \times b$).

Ширина прийомного отвору повинна забезпечити вільний прийом шматків максимальної крупності, мм:

$$B = \frac{d_{тв}}{0,85}, \quad (2.15)$$

де $d_{тв}$ - максимальний розмір вихідного матеріалу.

Довжина камери дроблення L є залежним від B , мм:

$$L = (1,2 \dots 2,3)B \quad (2.16)$$

Ширина b вихідної щілини при використанні стандартних здрібнювальних плит пов'язана з максимальною крупністю шматків у готовому продукті залежністю, мм:

$$b = \frac{d_{тв}}{K_{вк}}, \quad (2.17)$$

де $K_{вк} = 3,0 \dots 4,5$ - коефіцієнт відносної крупності продукту дроблення в щоквих дробарках.

Розмір вихідної щілини становить $b = 20 \dots 80$ мм для дробарок дрібного дроблення, $b = 40 \dots 120$ мм - для середнього дроблення і $b = 100 \dots 250$ мм - для великого [7].

Розміри основних елементів механізму щоквої дробарки визначаються конструктивно. Висота камери дроблення, мм:

$$H = \frac{B-b}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.18)$$

де α - кут захоплення.

Інші розміри щоквої дробарки (рис. 2.4) обчислимо по співвідношеннях, які наведені у табл. 2.3.

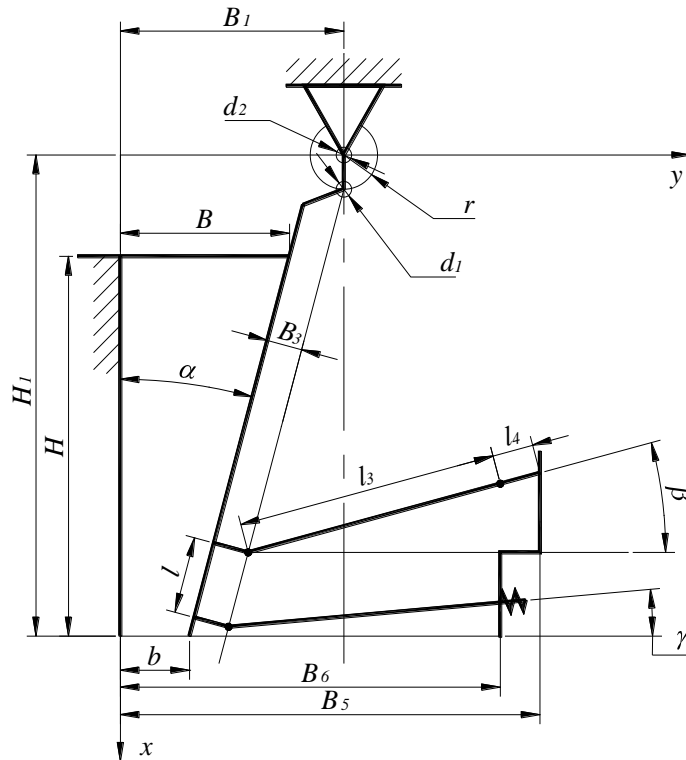


Рисунок 2.4 – Схема механізму щоквої дробарки

Таблиця 2.3

Розміри основних елементів щоквої дробарки

№	Параметри	Залежність	№	Параметри	Залежність
1	B_1	$(1,7 - 2,1) B$	8	l_3	$(0,8 - 1,4) B$
2	B_3	$(0,6 - 0,9) B$	9	l_4	$(0,6 - 1,0) B$
3	B_5	$(2,5 - 5,0) B$	10	d_1	$(0,4 - 0,7) B$
4	B_6	$(2,0 - 3,0) B$	11	d_2	$(0,35 - 0,65) B$
5	H_1	$(2,2 - 3,5) B$	12	α	$15^\circ - 24^\circ$
6	l	$(0,16 - 0,32) B$	13	β	$20^\circ - 25^\circ$
7	r	$(0,03 - 0,05) B$	14	γ	$5^\circ - 12^\circ$

Оптимальні значення ходу стискування для щоквих дробарок з різною кінематикою визначені експериментально. Для дробарок зі складним рухом хід рухомої щоки вгори, мм:

$$S_b = (0,06 \dots 0,03) B \quad (2.19)$$

Хід рухомої щоки вниз, мм:

$$S_n = 7 + 0,10b \quad (2.20)$$

Величина середнього ходу рухомої щоки дробарки, мм:

$$S_{cp} = \frac{S_b + S_n}{2} \quad (2.21)$$

Число обертів ексцентрикового валу дробарки визначається по формулі, об/с:

$$n = 0,5K_d K_{ct} \sqrt{\frac{gtg\alpha}{2S_H}}, \quad (2.22)$$

де $K_d = 0,8$ [7] - коефіцієнт динамічності, для проектуємої дробарки;

$K_{ct} = 0,90 \dots 0,95$ [9] - коефіцієнт, який враховує утруднене падіння здрібнюємого матеріалу з камери дробарки;

S_H - хід рухомої щоки внизу камери дроблення, м.

Оптимальне число обертів валу повинне відповідати максимальній продуктивності дробарки.

Продуктивність щоківих дробарок визначається по формулі, m^3/c :

$$G_{dm} = \frac{K_k S_{cp} L n (B+b)}{2D_{cb} tg\alpha}, \quad (2.23)$$

де $K_k = 1$ [8] - коефіцієнт кінематики, для дробарок зі складним рухом щоки;

S_{cp} - середній хід рухомої щоки, м;

L - довжина прийомного отвору, м;

b - ширина вихідної щілини, м;

n - частота обертів ексцентрикового валу дробарки, об/с;

B - ширина прийомного отвору, м;

D_{cb} - середньозважений розмір шматків у вихідному матеріалі, м;

Для дробарок, що працюють на рядовому матеріалі для здрібнення, переважно із шириною прийомного отвору 900 мм і більше середньозважений розмір шматків D_{cb} визначається з виразу, мм:

$$D_{cb} = 0,31B \quad (2.24)$$

Середньозважений розмір дробленого продукту дорівнює:

$$d_{cb} = 0,8b \quad (2.25)$$

Необхідна кількість дробарок, шт:

$$n_d = \varepsilon \left(\frac{G}{3,6G_{dm}} + 0,5 \right), \quad (2.26)$$

де ε - функція округлення дробового числа до цілого.

Потужність приводу дробарки визначається по формулі, кВт:

$$N_d = \frac{K(\sigma_{TB}^+) \pi L n}{0,01224 E_T \eta} (D_{cb}^2 - d_{cb}^2), \quad (2.27)$$

де $K_{np} = 0,92$ [9] - коефіцієнт пропорційності, який враховує зміни міцності матеріалу зі зміною його розмірів;

σ_{TB}^+ - тимчасовий опір стискуванню здрібнюємого матеріалу, МПа;

L - довжина прийомного отвору дробарки, м;

n - частота обертання ексцентрикового валу, c^{-1} ;

E_T - модуль пружності матеріалу, МПа;

$D_{св}$, $d_{св}$ - середньозважений розмір відповідно вихідного матеріалу і продукту дроблення, м;

$\eta = 0,80 \dots 0,90$ [5] - механічний ККД приводу.

Тип електродвигуна і його технічні характеристики вибираємо із довідкової літератури.

Потужність приводів усіх дробарок, кВт:

$$N = n_d N_d \quad (2.28)$$

Контрольні запитання

1. В яких межах знаходиться ступінь подрібнення для шокових дробарок?
2. Перелічіть, як поділяються шокові дробарки за принципом дії?
3. В яких межах приймають кут захоплення шокових дробарок?
4. Як впливає використання об'ємного гідроприводу на ефективність роботи шокових дробарок?
5. Опишіть траєкторію руху точок рухомої щоки у шокових дробарок із простим та складним рухом щоки?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 3 КОНУСНІ ДРОБАРКИ

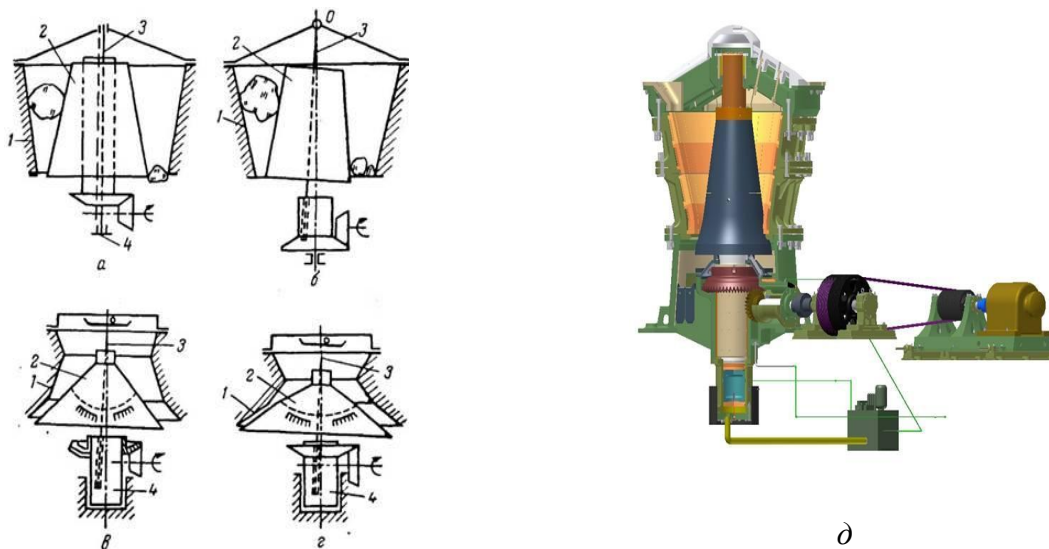
Мета роботи – визначити величини основних параметрів конусної дробарки, а також зусилля, які виникають при подрібненні, і потужність її приводу.

Теоретичні відомості

У конусних дробарках здрібнення матеріалу відбувається в просторі, обмеженому поверхнями усічених конусів (зовнішнього нерухомого і внутрішнього рухомого) рис. 3.1.

Обертання рухомого конуса здійснюється за допомогою спеціального ексцентрикового підшипника, у якому встановлений хвостовик вала рухомого конуса під кутом $2 - 4^\circ$ до геометричної осі дробарки [9]. Ексцентрик обертається від приводу дробарки. Утворюючі конусів при цьому періодично зближаються і віддаляються один від одного. При зближенні конусів відбувається дроблення шматків матеріалу за рахунок роздавлювання, частково за рахунок вигину і стирання. При віддаленні конусів роздроблений матеріал опускається під дією власної ваги. Процес дроблення й розвантаження готового продукту відбувається безупинно.

Конусні дробарки залежно від призначення й характеру процесу дроблення підрозділяють на дробарки із *крутим конусом* (з малим кутом конусності), які використовують для великого й середнього дроблення, і дробарки з *пологим конусом* для середнього й дрібного дроблення [10].

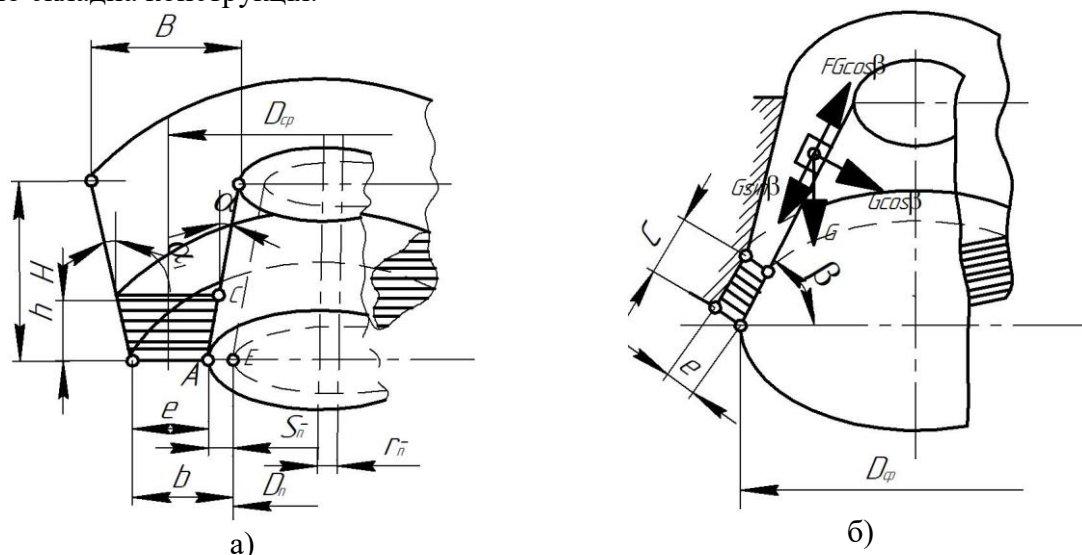


а, б - для великого дроблення; в - середнього дроблення; г - дрібного дроблення; д - конусна дробарка в розрізі; 1 - зовнішній конус; 2 - внутрішній конус; 3 - вісь; 4 - стакан
 Рисунок 3.1 – Схеми основних конусних дробарок і загальний вид конусної дробарки для великого дроблення

Основна конструктивна відмінність між ними полягає в тому, що в дробарок першої групи зовнішній нерухомий конус розширюється догори (рис. 3.2 а), завдяки чому забезпечується можливість захвату дробаркою великих шматків матеріалу. У дробарок другої групи зовнішній нерухомий конус звужується догори, тому що в них відсутня необхідність у великому завантажувальному отворі (рис. 3.2 б).

Вивантаження дробленого продукту відбувається по відповідному лотку, або безпосередньо вниз. За цією ознакою його називають відповідно бічним або центральним розвантаженням.

Процес дроблення в конусних дробарках у порівнянні із шокowymi протікає більш спокійно; вони менше споживають енергії і видають більш рівномірний по крупності куски матеріалу. Їхні недоліки - більша висота, яка ускладнює завантаження матеріалу; більша вага і відносно складна конструкція.



а - дробарка із крутим конусом; б - дробарка з пологим конусом

Рисунок 3.2 – Схема дроблення твердого матеріалу в конусній дробарці

Ступінь здрібнювання в дробарок із крутим конусом становить від 6:1 до 20:1. Питома продуктивність становить приблизно від 1 до 3 м³/год на 1 т ваги машини [9].

У дробарок з пологим конусом ступінь здрібнювання досягає 12:1; питома продуктивність - у межах від 2 до 5 м³/год на 1 т ваги машини [9].

Завдання для розрахунку

Параметри дробарки – нахил формоутворюючої рухомого конуса до горизонталі у фазі зближення α ; довжина паралельної зони l_{π} ; ширина завантажувальної щілини на закритій стороні (в фазі зближення профілів) b_1 ; діаметр основи рухомого конуса D ; ексцентрисет валу на рівні основи рухомого конуса r ; коефіцієнт, який характеризує ступінь здрібнення в залежності від конструктивних особливостей дробарки K_i ; приведені продуктивності (на 1 мм завантажувальної щілини b_1) q_1, q_2 ; постійна об'ємної продуктивності p ; властивості та характеристики подрібнюваного матеріалу - густина матеріалу ρ_m ; розмір вихідних кусків $d_{\text{ТВ}}$; коефіцієнт твердості матеріалу $K_{\text{ТМ}}$ наведені в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Вихідні дані для розрахунку конусної дробарки

Варіант	Твердий матеріал	α	$d_{\text{ТВ}}$, мм	ρ_m , кг/м ³	l_{π} , мм	b_1 , мм	D , мм	r , мм	K_i	$K_{\text{ТМ}}$	q_1, q_2 , м ³ /(мм год)	p , м ³ /год
1	Апатит	39°	80	2800	50	12	600	13,1	0,32	0,95	0,3	20
2	Антрацит		40	1600	80	3	600	13,1	0,32	1,10	0,3	20
3	Бетон		120	2300	70	15	900	16,7	0,26	0,97	0,4	50
4	Гіпс		60	2690	120	5	900	16,7	0,26	1,20	0,4	50
5	Граніт		150	3300	110	20	1200	20,4	0,147	0,95	0,8	65
6	Вапняк високої густини		100	3000	150	10	1200	20,4	0,147	1,00	0,8	65
7	Вапняк низької густини		215	2800	130	25	1750	25,6	0,14	1,20	3,4	80
8	Вапняк пористий		160	2600	180	15	1750	25,6	0,14	1,20	3,4	80
9	Колчедан		300	5200	150	30	2200	32,2	0,14	0,93	6,8	80
10	Мергель		250	2800	250	15	2200	32,2	0,14	0,93	6,8	80

Порядок виконання роботи

Мінімальна допустима теоретична частота обертання ексцентрика, об/хв:

$$n_{\min} = 132 \sqrt{\frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{l_{\pi}}}, \quad (3.1)$$

де α - кут нахилу формоутворюючої рухомого конуса до горизонталі у фазі зближення, град;
 $f \approx 0,3$ [5] - коефіцієнт тертя матеріалу по сталі;

l_{π} - довжина паралельної зони, м.

Коефіцієнт закрупнення:

$$K_{\text{ЗП}} = \frac{d_{\text{ТВ}}}{b_1}, \quad (3.2)$$

де $d_{\text{ТВ}}$ - розмір вихідних кусків матеріалу, мм;

b_1 - ширина завантажувальної щілини на закритій стороні (в фазі зближення профілів), мм;

Число хитань рухомого конуса, хитань/хв:

– для дробарок з $D \geq 1200$ мм

$$n = 350 - 50D, \quad (3.3)$$

– для дробарок з $D < 1200$ мм

$$n = 390 - 70D, \quad (3.4)$$

де D - діаметр основи рухомого конуса, м.

Хід рухомого конуса в площині завантажувальної щілини, мм:

$$S \approx 0,035L_0\beta \approx 2r, \quad (3.5)$$

де L_0 - повна довжина утворюючої рухомого конуса, мм;

$\beta \approx 2^\circ$ [10] - кут між віссю рухомого конуса і вертикальною віссю дробарки;

r - ексцентриситет валу на рівні основи рухомого конуса, мм.

Ширина завантажувальної щілини на відкритій стороні, мм:

$$A = b_1 + S, \quad (3.6)$$

де S - хід рухомого конуса в площині завантажувальної щілини, мм;

Максимальний розмір вихідних кусків при дробленні, мм:

$$d_{m \max} = K_i (2r + A), \quad (3.7)$$

де K_i - коефіцієнт, який характеризує степінь здрібнення в залежності від конструктивних особливостей дробарки.

Продуктивність дробарки у відкритому циклі, т/год:

– для завантажувальної щілини $b \leq 25$ мм

$$Q = K_{tm} q_1 b_1 \rho_m = 0,009 K_{tm} D^2 n b_1 \rho_m, \quad (3.8)$$

– для завантажувальної щілини $b > 25$ мм

$$Q = (q_2 b_1 + p) \rho_m = (D^2 n b_1 + p) \rho_m, \quad (3.9)$$

де K_{tm} - коефіцієнт твердості матеріалу;

q_1, q_2 - приведені продуктивності (на 1 мм завантажувальної щілини b_1), $m^3/(mm \cdot год)$;

ρ_m - густина матеріалу, t/m^3 ;

p - постійна об'ємної продуктивності, $m^3/год$;

Продуктивність дробарки у закритому циклі, т/год

$$Q_s = 0,5Q \quad (3.10)$$

Зусилля дроблення, тс:

– повне (рівнодіюча)

$$R \approx 46F \approx 42D^2 \quad (3.11)$$

– горизонтальна складова

$$R_r = R \sin \alpha \approx 34F \approx 31D^2 \quad (3.12)$$

– вертикальна складова

$$R_b = R \cos \alpha \approx 31F \approx 28D^2, \quad (3.13)$$

де F - бокова поверхня рухомого конуса, m^2 .

Мінімальне зусилля притискання пружини, тс:

$$T_{\min} = 3G_b = 93F = 84D^2 \quad (3.14)$$

Потужність електродвигуна, кВт:

– споживаєма

$$N_c \approx 0,021D^2 n \approx 50D^2 \quad (3.15)$$

– встановленого двигуна

$$N_d = 3N_c \quad (3.16)$$

Тип електродвигуна і його технічні характеристики вибираємо із довідкової літератури [11].

Контрольні запитання

1. Як відбувається процес подрібнення матеріалу в конусних дробарках?
2. На які типи підрозділяють конусні дробарки в залежності від призначення і характеру процесу дроблення?
3. Перелічіть переваги конусних дробарок?
4. Кут захоплення в конусних дробарках складає?
5. Від чого залежить продуктивність конусних дробарок?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 4 ВАЛКОВІ ДРОБАРКИ

Мета роботи – визначити необхідну кількість дробарок для дроблення G твердого матеріалу, потужність приводів дробарок, а також величини сил, які діють на валки з боку матеріалу.

Теоретичні відомості

Дробарка валкова - збагачувальне дробильне устаткування, оснащене валками із закріпленими на них зубчастими сегментами, що мають форму багатогранника, жорстко насадженого на вал. Валкові дробарки широко застосовуються для тонкого, середнього і дрібного здрібнювання різних матеріалів (глинисті матеріали, шамот, кварц, шпат, та ін.) рис.4.1.

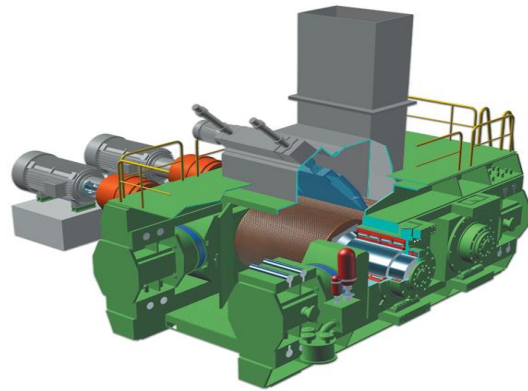
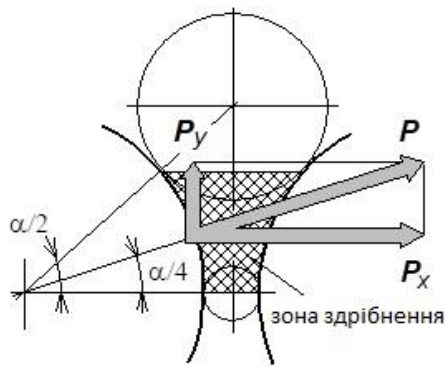


Рисунок 4.1 – Схема здрібнення твердого матеріалу в валковій дробарці та її загальний вид в розрізі

Принцип дії цих дробарок полягає в здрібнюванні матеріалу в основному роздавлюванням, частково - стиранням, ударом або вигином між двома паралельними циліндричними валками, що обертаються назустріч один одному з однаковою швидкістю.

Для крихких і м'яких матеріалів (наприклад вугілля, сіль) застосовують зубчасті валкові дробарки. Вони захоплюють шматки, які тільки в 1,5 - 4 рази менше діаметра валка [11].

Дробарки із гладкими й рифленими валками звичайно застосовують для дроблення матеріалів середньої міцності (до $\sigma_{ст} = 150$ МПа); дробарки із зубчастими валками - для здрібнювання кам'яного вугілля й подібних матеріалів малої міцності (до $\sigma_{ст} = 80$ МПа) [12]. Крупність продукту дроблення валкової дробарки залежить як від розміру вихідної щілини між валками, так і від типу поверхні робочих органів. У світовій практиці валкові дробарки використовують, як правило, на заключних стадіях дроблення (середнє й дрібне дроблення).

Істотним недоліком валкових дробарок є інтенсивне й нерівномірне зношування робочих поверхонь валків (бандажів) при обробці міцних і абразивних гірських порід. Бандаж зношується в основному в середній частині валка, що не дає можливості підтримувати стабільний розмір вихідної щілини по всій її довжині. Крім того, валкові дробарки мають порівняно невисоку питому продуктивність.

Проте аналіз закордонного досвіду показує велике поширення валкових дробарок різних конструкцій для дроблення найрізноманітніших матеріалів, особливо в складі пересувних дробильно-сортувальних установок. Це пояснюється тим, що валкові дробарки найбільш пристосовані для переробки розповсюджених матеріалів, схильних до налипання або таких які мають в своєму складі липкі включення. Під час роботи дробарок налиплий на поверхню валків матеріал зрізується очисними скребками і при необхідності видаляється вбік. Застосування дробарок інших типів на переробці таких матеріалів або взагалі неможливо, або викликає часті простой, пов'язані із тривалою й трудомісткою роботою з очищення камери дроблення. Можливість переробляти матеріали, схильні до налипання на робочих органах, вигідно відрізняє валкові дробарки від інших типів дробильного устаткування [1].

Валкові машини для здрібнювання і переробки матеріалів підрозділяються на наступні групи:

- 1) валкові дробарки із зубчастими, рифленими й гладкими валками;
- 2) вальці для переробки глиняних мас;
- 3) дірчасті вальці;
- 4) валкові агрегати для тонкого здрібнювання (розпушування) матеріалу - бігуни.

Валкові дробарки у свою чергу класифікуються в такий спосіб. По призначенню й форм робочої поверхні [12]:

- для тонкого, дрібного й середнього дроблення матеріалів - із гладкою поверхнею валків, з поздовжніми напівкруглими вилученнями на одному з валків;
- для великого дроблення глинистих матеріалів із зубчастими валками;

– для середнього й дрібного дроблення глинистих матеріалів і видалення каменів - з одним гладким і іншим рифленим валками й з валками, що мають гвинтову поверхню.

По методу установки підшипників валків:

- с однієї парою рухливих і однієї парою нерухливих підшипників;
- с нерухомо встановленими підшипниками;
- с рухливо встановленими підшипниками у двох валків.

По кількості валків у дробарках:

- одним;
- двома;
- чотирма.

По конструкції привода:

- редукторним приводом і карданними валами;
- шестерним приводом;
- пасовою передачею;
- редукторним приводом і пасовою передачею.

Уявлення про принцип дії і будову валкових дробарок дають кінематичні схеми, показані на рис.4.2

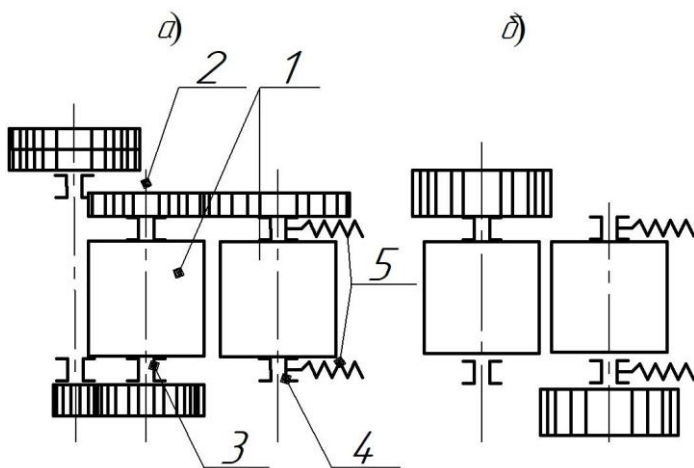


Рисунок 4.2 – Кінематичні схеми валкових дробарок

Дробарка складається із двох валків 1 (рис. 4.2, а), що обертаються назустріч один одному й закріплених на валах 2, що опираються на підшипники. Одна пара підшипників 3 закріплена на рамі нерухомо, а друга 4 може пересуватися уздовж рами. При цьому корпуса цієї пари підшипників постійно притиснуті до упорів пружинами 5. Між упорами й корпусами підшипників ставляться змінні сталеві прокладки, що регулюють величину зазору між валками.

Валки приводяться в дію електродвигуном (або трансмісією) через пасову передачу. При наявності зубчастої передачі (див. рис. 4.2 а) зубці другої пари робляться подовженими по висоті, для того щоб можна було забезпечити зачеплення при відході рухливого валка.

На рис. 4.2 б представлена схема дробарки із самостійним приводом кожного з валків.

Для переробки глиняної маси призначені також дірчасті вальці. Вихідна маса подається в приймальний бункер і затягується між двома валками, що обертаються назустріч один іншому, де глиняна маса розминається, розтирається завдяки різній окружній швидкості валків і продавлюється крізь отвори усередині валків. Далі вона попадає на конвеєр, який її відводить. При цьому наявні в глиняній масі тверді включення дробляться, тому що сила попереднього натягу пружин тихохідного валка розрахована на такі зусилля.

Завдання для розрахунку

Параметри дробарки - масова витрата твердого матеріалу G ; властивості та характеристики подрібнюваного матеріалу - середній розмір вихідних кусків $d_{тв}$; середній розмір подрібнених кусків $d_{тк}$; коефіцієнт тертя подрібнюваного матеріалу по валку f ; модуль пружності подрібнюваного матеріалу при розтягненні E_t ; коефіцієнт розпушення подрібненого матеріалу $\mu_{тк}$; густина матеріалу ρ_m ; коефіцієнт корисної дії привода η ; границя міцності подрібнюваного матеріалу при стиску $\sigma_{тв}^+$ наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1

Вихідні дані для розрахунку валкової дробарки

Варіант	Твердий матеріал	G, т/год	d _{тв} , мм	ρ _м , кг/м ³	σ _{тв} ⁺	E _т ·10 ⁻⁴	d _{тк} , мм	f	μ _{тк}	η
					МПа					
1	Апатит	10	20	2800	80	3,0	5,0	0,30	0,20	0,85
2	Антрацит	12	22	1600	25	0,7	5,5	0,29	0,25	0,84
3	Бетон	14	24	2300	300	2,0	6,0	0,28	0,30	0,83
4	Гіпс	16	26	2690	70	3,0	6,5	0,27	0,35	0,82
5	Граніт	18	28	3300	350	7,0	7,0	0,26	0,40	0,81
6	Вапняк високої густини	20	30	3000	250	6,0	7,5	0,25	0,45	0,80
7	Вапняк низької густини	7	16	2800	150	4,0	4,0	0,24	0,50	0,79
8	Вапняк пористий	9	18	2600	50	2,0	4,5	0,23	0,55	0,78
9	Колчедан	11	21	5200	125	3,5	5,7	0,22	0,60	0,77
10	Мергель	13	23	2800	100	4,0	6,3	0,21	0,65	0,76

Порядок виконання роботи

Мінімальний діаметр валків дробарки D' при дробленні твердих матеріалів, м:

$$D' = (20 \dots 25) d_{тв} \quad (4.1)$$

Дійсне значення діаметра валків D отримують округленням D' до найближчого більшого з ряду, м: 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; 1,0; 1,2; 1,4; 1,5 [8].

Довжина валка L, м:

$$L = (0,4 \dots 1,0) D \quad (4.2)$$

Величина зазору між валками, мм:

$$e = d_{тк} \quad (4.3)$$

Степінь подрібнення:

$$i = \frac{d_{тв}}{d_{тк}} \quad (4.4)$$

Теоретична частота обертання валка, с⁻¹:

$$n_{теор} = 10,267 \sqrt{\frac{f}{\rho_m d_{тв} D}} \quad (4.5)$$

Робоча частота обертання валка, с⁻¹:

$$n = (0,4 \dots 0,7) n_{теор} \quad (4.6)$$

Колова швидкість валків, м/с:

$$\omega = \pi D n \quad (4.7)$$

Якщо $\omega > 6$ м/с, робочу частоту обертання зменшують до величини, c^{-1} :

$$n = \frac{6}{\pi D} \quad (4.8)$$

Продуктивність однієї дробарки:

– масова, кг/с

$$G = \pi D L \mu_{\text{тк}} \rho_m n \quad (4.9)$$

– об'ємна, m^3/c

$$G_{\text{дв}} = \frac{G_{\text{дм}}}{\mu_{\text{тк}} \rho_m} \quad (4.10)$$

Необхідна кількість дробарок, шт:

$$n_d = \varepsilon \left(\frac{G}{3,6 G_{\text{дм}}} + 0,5 \right), \quad (4.11)$$

де ε - функція округлення дробового числа до цілого.

Потужність привода дробарки, кВт:

$$N_d = 0,005 \frac{G_{\text{дм}} (\sigma_{\text{тв}}^+)}{E_t \rho_m \eta} \lg i \quad (4.12)$$

Потужність приводів усіх дробарок, кВт:

$$N = n_d N_d \quad (4.13)$$

Кут захоплення:

$$\alpha = 2 \arccos \left(\frac{D + e}{D + d_{\text{тв}}} \right) \quad (4.14)$$

Середнє зусилля, яке діє на валок з боку матеріалу (розпірне зусилля між валками), кН:

$$P = 3,625 \times 10^{-5} D L \sigma_{\text{тв}}^+ \quad (4.15)$$

Значення складових розпірного зусилля, кН:

– горизонтальної

$$P_x = P \cos \left(\frac{\alpha}{4} \right) \quad (4.16)$$

– вертикальної

$$P_y = P \sin \left(\frac{\alpha}{4} \right) \quad (4.17)$$

Контрольні запитання

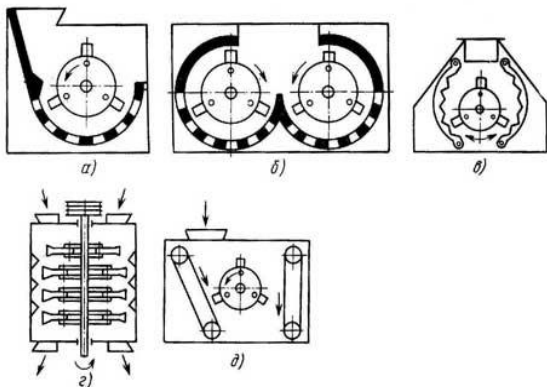
1. З якою метою використовують валкові дробарки в ливарних цехах?
2. На які типи підрозділяють валкові дробарки в залежності від призначення і характеру процесу здрібнювання?
3. Вкажіть недоліки валкових дробарок?
4. Чому дорівнює максимальна колова швидкість обертання валків в валкових дробарках?
5. Назвіть переваги конструкції валкової дробарки з трьома валками?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 5 МОЛОТКОВІ ДРОБАРКИ

Мета роботи – визначити необхідну кількість дробарок для дроблення G твердого матеріалу, потужність приводів дробарок, а також геометричні розміри молотків і величини сил, які на них діють.

Теоретичні відомості

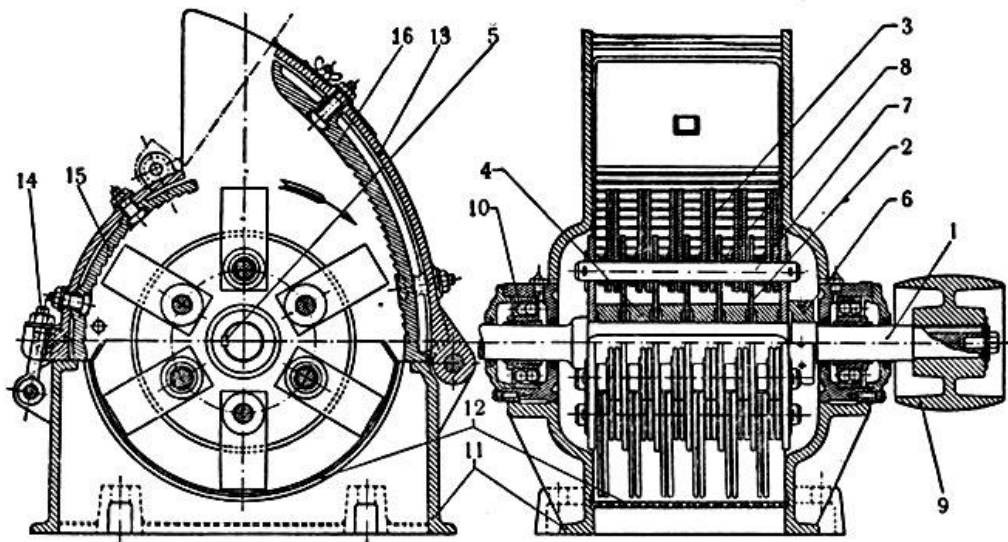
Принцип дії молоткових дробарок полягає в тому, що матеріал, який завантажується в дробарку, розбивається швидко обертаючимися молотками або билами і по досягненню певного розміру провалюється через колосникові решітки (рис 5.1).



а - однороторна; б - двороторна одноступінчастого дроблення; в - реверсивна; г - з вертикальним валом; д - з очисним полотном
Рисунок 5.1 – Схеми молоткових дробарок

Молоткова однороторна дробарка (рис. 5.1 а) має молотки, шарнірно прикріплені до обертового ротора (вал з дисками і молотками). Розмір і форму молотків підбирають залежно від крупності матеріалу, який завантажується, і його структури. Для великого дроблення застосовують невелике число важких молотків, для дрібного - велика кількість легких молотків. Залежно від розмірів дробарки, необхідної тонкості помолу і властивостей здрібнюемого матеріалу, колова швидкість молотків ротора коливається від 25 до 55 м/с [12].

Молоткові дробарки із шарнірно підвішеними молотками застосовують як для первинного дроблення рядового матеріалу до крупності від 25 до 35 мм, так і для вторинного дроблення його до крупності 10 мм; при цьому дробляться в них винятково крихкі і м'які матеріали (шлаки, крейда, вапно). Продуктивність молоткових дробарок коливається від 3 до 500 т/год. Ступінь здрібнювання і досягає від 12 до 15 [13]. Крупність здрібнюемого матеріалу змінюється за рахунок збільшення або зменшення зазорів між колосниковими решітками і ротором, а також між колосниками решіток.



1 - вал; 2 - диски; 3 - молотки; 4 - розпірні втулки; 5 - шпонка; 6 - гайка; 7 - пальці; 8 - кільця; 9 - привідний шків; 10 - підшипники; 11 - корпус дробарки; 12 - решітка; 13 - кришки; 14 - відкидний болт; 15, 16 - мала і велика деки

Рисунок 5.2 – Молоткова однороторна дробарка

Найбільший розмір кусків матеріалу, який завантажуються в дробарку - від 100 до 300 мм. При степені здрібнювання $i = 8 - 12$ питома витрата потужності становить від 0,75 до 2 кет (від 1,4 до 2,7 к. с.) на 1 т/год [12].

Завдання для розрахунку

Параметри дробарки – масова витрата твердого матеріалу G ; - радіус траєкторії руху ударного елемента R ; властивості та характеристики подрібнюваного матеріалу - середній розмір вихідних кусків $d_{тв}$; середній розмір подрібнених кусків $d_{тк}$; густина матеріалу ρ_m ; межа міцності матеріалу при розтягуванні σ_p наведені в табл. 5.1.

Таблиця 5.1

Вихідні дані для розрахунку молоткової дробарки

Варіант	Твердий матеріал	G , т/год	R , мм	$d_{тв}$, мм	$d_{тк}$, мм	ρ_m , кг/м ³	σ_p , МПа
1	Апатит	12	600	150	25	2800	64...120
2	Антрацит	20	800	220	13	1600	8...15
3	Бетон	34	1000	300	45	2300	40...60
4	Гіпс	70	1300	300	10	2690	2..20
5	Граніт	52	1000	300	45	3300	24...116
6	Вапняк високої густини	15	600	150	25	3000	40
7	Вапняк низької густини	12	600	150	25	2800	30
8	Вапняк пористий	20	800	250	13	2600	20
9	Колчедан	80	1000	80	5	5200	22
10	Мергель	100	1450	80	3	2800	34

Порядок виконання роботи

Для молоткових дробарок основним критерієм для розрахунків є критична лінійна швидкість ротора, при якій можливе руйнування матеріалу заданої крупності, м/с:

$$V_{кр} = 0,0175 \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho_m d_{тв}}\right)^2}, \quad (5.1)$$

де σ_p - межа міцності матеріалу при розтягуванні, МПа;

ρ_m - об'ємна маса матеріалу, який дробиться, кг/м³;

d_{TB} - початковий розмір шматка матеріалу, м.

Виходячи з рекомендацій літератури [13], приймають діаметр ротора по кінцях обертових молотків, м:

$$D = (2 \dots 3)d_{TB} + 550, \quad (5.2)$$

Знайшовши необхідну швидкість удару робочого органа по матеріалу i , задавшись діаметром дробарки D мм, визначаємо необхідну кутову швидкість обертання ротора дробарки, рад/с:

$$\omega = \frac{V_{кр}}{R}, \quad (5.3)$$

де R - радіус траєкторії руху ударного елемента, м;

Частота обертання ротора пов'язана з кутовою швидкістю наступною залежністю, об/хв:

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \quad (5.4)$$

Довжина ротора дробарки визначається із залежності, м:

$$L = (0,8 \dots 1,2)D \quad (5.5)$$

Ступінь здрібнювання дробарки:

$$i = \frac{d_{TB}}{d_{TK}}, \quad (5.6)$$

де d_{TK} - кінцевий розмір шматка матеріалу, м.

Визначимо продуктивність дробарки, м³/год:

$$G_{DM} = \frac{kD^2Ln^2}{3600(i-1)}, \quad (5.7)$$

де $k = 4,0 \dots 6,2$ [13] - емпіричний коефіцієнт.

Необхідна кількість дробарок, шт:

$$n_d = \varepsilon \left(\frac{G}{3,6G_{DM}} + 0,5 \right), \quad (5.8)$$

де ε - функція округлення дробового числа до цілого.

Потужність електродвигуна визначається по формулі, кВт:

$$N_d = 0,125L D n, \quad (5.9)$$

Потужність приводів усіх дробарок, кВт:

$$N = n_{\text{д}} N_{\text{д}} \quad (5.10)$$

Тип електродвигуна і його технічні характеристики обираємо із довідкової літератури.

Для того щоб на вал підшипника дробарки не передавалися ударні імпульси від молотків, квадрат радіуса інерції молотка r_c щодо його точки підвісу до диска повинен дорівнювати відстані l_c від центра ваги молотка до осі підвісу, помноженій на відстань l від тієї ж осі підвісу до кінця молотка [14], тобто:

$$r_c^2 = l_c l \quad (5.11)$$

де l_c - відстань від центра ваги молотка до осі підвісу, м;

l - довжина молотка від осі до кінця бойка, м.

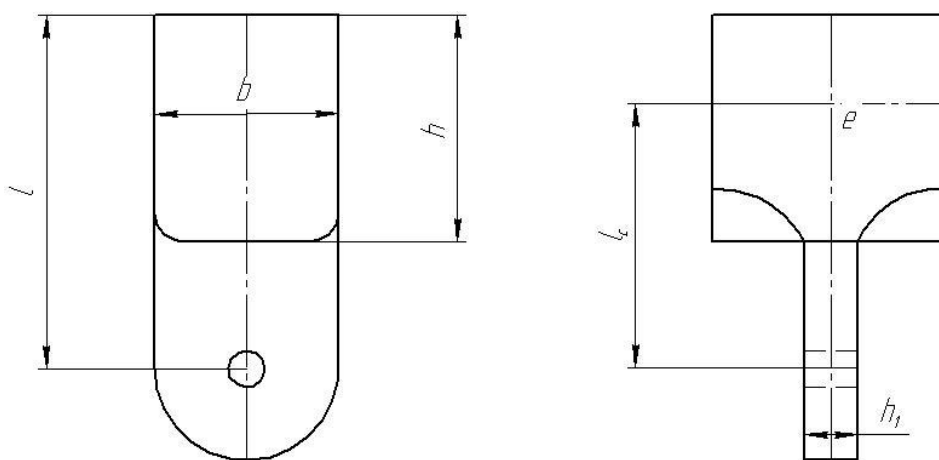


Рисунок 5.3 – Конструкція молотка

Довжину молотка від осі до кінця бойка приймають 0,4 - 0,5 радіуси ротора, або 0,2 - 0,25 його діаметри, отже, м:

$$l = 0,25D \quad (5.12)$$

$$b = h = 0,5l \quad (5.13)$$

$$b_1 = 0,1l \quad (5.14)$$

Відстань від центра ваги молотка до осі підвісу, м:

$$l_c = \frac{l^2 + b^2}{6l} \quad (5.15)$$

Квадрат радіуса інерції молотка щодо його центра ваги, м²:

$$r_{\text{цт}}^2 = \frac{l^2 + b^2}{12} \quad (5.16)$$

Квадрат радіуса інерції молотка щодо його осі підвісу, м²:

$$r_0^2 = r_{ст}^2 + l_c^2, \quad (5.17)$$

Відстань від кінця молотка до осі його підвісу, м:

$$l_{0п} = l_c + 0,5l \quad (5.18)$$

Конструктивне призначення відстані від осі підвісу молотка до осі ротора - запобігання порушення стійкості роботи молоткової дробарки. Ця відстань повинна бути більше відстані від кінця молотка до осі його підвісу, м:

$$l_0 > l_{0п} \text{ або } l_0 = l_{0п} + (3...6) \times 10^{-3} \quad (5.19)$$

Радіус найбільш віддаленої точки молотка від осі ротора, м:

$$R_{уд} = l_0 + l_{0п} \quad (5.20)$$

Маса шматка матеріалу, кг:

$$M = \rho_m d_{тв}^3 \quad (5.21)$$

Маса молотка, кг:

$$G_m = l b b_1 \rho_{ст} \quad (5.22)$$

де $\rho_{ст}$ - густина сталі (для Ст 5 $\rho_{ст} = 7850 \text{ кг/м}^3$).

Радіус окружності розташування центрів ваги молотків, м:

$$R_c = l_0 + l_c \quad (5.23)$$

Відцентрова сила інерції молотків, H :

$$F = G_m \omega^2 R_c, \quad (5.24)$$

Діаметр осі підвісу молотка, м:

$$d_{0п} = 1,36_3 \sqrt{\frac{F b_1}{[\sigma]_n}} \quad (5.25)$$

де $[\sigma]_n = 100 \text{ МПа}$ [5] - допускаєма напруга при вигині.

Товщина диска, м:

$$\delta_d \geq \frac{F}{d_{0п} [\sigma_{зм}]} \quad (5.26)$$

Для диска, виготовленого зі сталі марки Ст 5 напруга при зминанні $[\sigma_{зм}] = 175 \text{ МПа}$ [5].

Мінімальний розмір перемички між отворами під осі підвісу і зовнішньою поверхнею диска, м:

$$h_{\min} = \frac{0,5F}{\delta_d [\sigma]_{\text{зрmin}}}, \quad (5.27)$$

де $[\sigma]_{\text{зр}}$ - допускаєма напруга при зрізі, МПа.

Для диска, виготовленого зі сталі марки Ст 5 напруга при зрізі визначається за формулою, МПа:

$$[\sigma]_{\text{зр}} = (0,2 \dots 0,3)[\sigma_T] \quad (5.28)$$

де $[\sigma_T] = 290$ МПа [11] - межі плинності для сталі марки Ст 5.

Зовнішній радіус диска, м:

$$R = l_0 + 0,5d_{\text{он}} + h_{\min} \quad (5.29)$$

Діаметр вала в небезпечному перерізі шківів, м:

$$d_{\text{ос}} = 0,052 \sqrt{\frac{N_d}{\omega}}, \quad (5.30)$$

де N_d - потужність електродвигуна, кВт;

ω - частота обертання ротора, с^{-1} .

Контрольні запитання

1. Для дрібнення яких матеріалів використовують молоткові дробарки?
2. Назвіть основні конструктивні параметри молоткових дробарок?
3. В яких межах змінюється колова швидкість ротора в молоткових дробарках?
4. Чим конструктивно відрізняються молоткові дробарки, які самоочищуються?
5. Від чого залежить крупність здрібнювання в молоткових дробарках?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 6 РОТОРНІ ДРОБАРКИ

Мета роботи – визначити необхідну кількість дробарок для дроблення G твердого матеріалу, потужність приводів дробарок, а також геометричні параметри основних її вузлів.

Теоретичні відомості

Роторні дробарки призначені для ударного дроблення різних матеріалів за допомогою бил, жорстко закріплених на роторі, який обертається навколо горизонтальної осі. Їх використовують для дрібнення: доменних шлаків, у тому числі шлаків, які містять металеві вclusions; сировини і клінкера при виробництві цементу; вапняку, гіпсу, мармуру, цегельного бою, шамоту; скляного бою; селективного і розпушування азбестового волокна; порід перед їх пневмо- і гідротранспортуванням; коксівного вугілля; різних руд і ін.

Роторні дробарки застосовують як на першій, так і на наступних стадіях (аж до тонкого) дрібнення.

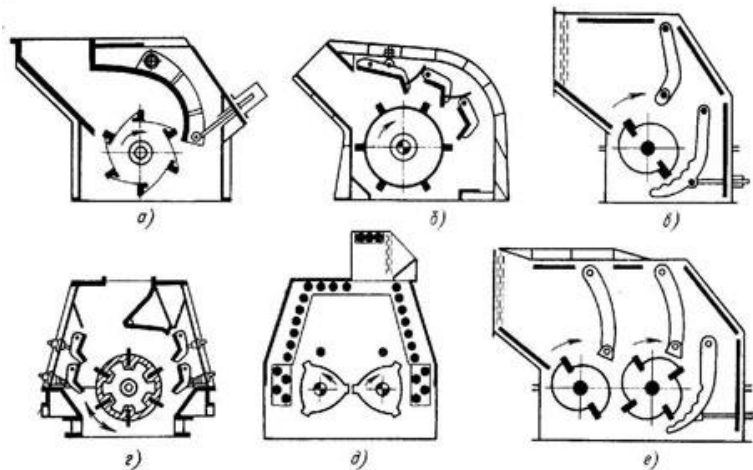
Ці дробарки відрізняються високими техніко-економічними показниками - великою ступеню здрібнення, значною продуктивністю, меншими питомими витратами електроенергії, відносно меншою питомою масою і розміром, простотою конструкції і зручністю обслуговування у порівнянні з щокowymi і конусними дробарками, а також специфічними перевагами роторних дробарок - високою вибірковістю дроблення, високим відсотком виходу продукту кубоподібної форм і меншою чутливістю до попадання нездрібнюємих предметів [12].

Роторні дробарки представляють з себе машини ударної дії, здрібнення в яких відбувається за допомогою швидко обертаючихся бил, жорстко закріплених на зовнішній поверхні ротора. Ротор встановлений всередині корпусу, на стінках якого закріплені приймальний лоток, відбивні плити, колосникові решітки, які служать для направлення руху потоку здрібненого матеріалу всередині корпусу і утворюючи разом з ротором камеру дроблення. Корпус має приймальний і вихідний отвори [12].

По конструктивних ознаках роторні дробарки розділяють (рис. 6.1):

- по числу роторів на однороторні і багатороторні,
- по числу ступенів здрібнення (тільки для багатороторних дробарок) на дробарки одноступінчастого і дробарки двоступінчастого дроблення;
- по характеру виконання відбивних органів на дробарки з колосниковими відбивними решітками і дробарки з відбивними плитами;
- по напрямку обертання роторів на дробарки з постійним напрямком і реверсивні дробарки зі змінним напрямком;
- по числу робочих камер на однокамерні й багатокамерні (дво-, трикамерні і т.п.).

Найбільше поширення одержали однороторні дробарки, як найбільш прості, компактні і зручні в експлуатації. Двороторні дробарки розділяються на дробарки одноступінчастого і двоступінчастого здрібнення. Двороторні дробарки одноступінчастого здрібнення представляють з себе сполучення двох однороторних дробарок з одним загальним прийомним отвором. Потік вихідного матеріалу в камері дроблення розподіляється між двома роторами і на кожному дробиться самостійно. Продуктивність їх при однакових розмірах роторів приблизно в 2 рази більше продуктивності однороторних дробарок. Однак верхнє положення приймального отвору ускладнює схему компоновки (живильник повинен перебувати над одним з роторів) і утрудняє проведення ремонтних робіт [1].



а - однороторна однокамерна з відбивною плитою; б - однороторна трикамерна з відбивними плитами; в - однороторна двокамерна з колосниковими решітками; г - реверсивна; д - двороторна одноступінчастого дроблення; е - двороторна двоступінчастого дроблення

Рисунок 6.1 – Конструктивні схеми роторних дробарок

Тому двороторні дробарки одноступінчастого дроблення великого поширення не одержали.

Двороторні дробарки двоступінчастого дроблення представляють з себе дві послідовно працюючі дробарки. Продукт дроблення першого ротора надходить безпосередньо

на другий, ротор. Це дозволяє скоротити виробничі площі й спростити технологічну схему. Звичайно їх застосовують тоді, коли необхідно одержати продукт із більшим вмістом дрібних фракцій.

У якості вибивних органів у роторних дробарках використовують колосникові решітки, вибивні плити або бруси.

У дробарках з колосниковими вибивними решітками частина дрібних фракцій виділяється з камери в процесі дроблення. Це дозволяє зменшити перездрібнювання матеріалу і знизити питомі витрати енергії. При цьому конструкція дробарки трохи складніша і більш масивна, тому що передбачаються спеціальні об'єми для проходу відсіяного матеріалу.

Дробарки з вибивними плитами виявилися більш простими, надійними і зручними в експлуатації.

По напрямку обертання в основному застосовують дробарки з постійним напрямком обертання, у яких забезпечується певний рух здрібноюмого матеріалу і більш повно використовується робочий простір навколо ротора [13].

Роторні дробарки з реверсивним обертанням ротора ефективні в умовах підвищеного абразивного зношування бил для підтримки передньої загостреної поверхні била. Це досягається реверсуванням обертання ротора. Періодична зміна напрямків обертань ротора в міру зношування то однієї, то іншої сторони била дозволяє використовувати дробарку в найбільш сприятливих умовах роботи. При цьому показники роботи дробарки і ресурс бил підвищуються. Однак реверсивні дробарки складніше по конструкції, тому що мають два комплекти відбивних плит, кожний для свого напрямку обертання.

Під камерою здрібнення роторної дробарки розуміють простір, у якому відбувається рух і дроблення матеріалу, обмежений вихідною щілиною. Якщо в дробарці по ходу руху матеріалу конструктивно може бути встановлено кілька вихідних щілин, то вона має і відповідне число камер здрібнення. Звичайно дробарки мають до 14 камер здрібнення. Одно- і двокамерні дробарки застосовують для великого здрібнення, а інші для середнього і дрібного здрібнення.

Завдання для розрахунку

Параметри дробарки - масова витрата твердого матеріалу G , ступінь здрібнення i , питомий енергетичний показник дробарки $W_{др}$; властивості та характеристики подрібнюваного матеріалу - середній розмір вихідних кусків $d_{тв}$; густина матеріалу ρ_m ; швидкість удару v ; границя міцності матеріалу при стискуванні $\sigma_{тв}^+$ наведені в табл. 6.1.

Таблиця 6.1

Вихідні дані для розрахунку роторної дробарки

Варіант	Твердий матеріал	G , т/год	$d_{тв}$, мм	ρ_m , кг/м ³	i	$\sigma_{тв}^+$ МПа	v , м/с	$W_{др}$
1	Апатит	10	200	2800	15	80	3,0	20
2	Антрацит	12	230	1600	17	25	0,7	15
3	Бетон	14	250	2300	20	300	2,0	35
4	Гіпс	16	260	2690	16	70	3,0	15
5	Граніт	18	280	3300	18	350	7,0	40
6	Вапняк високої густини	20	300	3000	19	250	6,0	20
7	Вапняк низької густини	7	180	2800	22	150	4,0	15
8	Вапняк пористий	9	190	2600	25	50	2,0	15
9	Колчедан	11	210	5200	15	125	3,5	30
10	Мергель	13	290	2800	17	100	4,0	25

Порядок виконання роботи

Головними параметрами роторних дробарок є діаметр і довжина ротора.

В однороторних дробарок діаметр ротора D_p , визначається розміром найбільших шматків матеріалу, який завантажується, м:

$$D_p = (1,5 \dots 3,0) d_{\text{ТВ}}, \quad (6.1)$$

де $d_{\text{ТВ}}$ - середній розмір вихідних кусків, м.

Довжина ротора дробарки L_p розраховується по формулі, м:

$$L_p = (0,5 \dots 1,5) D_p \quad (6.2)$$

При цьому для дробарок великого здрібнення з метою одержання більшого моменту інерції ротора при меншій його масі необхідно щоб виконувалася умова:

$$\frac{L_p}{D_p} < 1 \quad (6.3)$$

звідки:

$$L_p = 0,8 D_p$$

Умовне число бил ротора z залежить від діаметра ротора і призначення дробарки по крупності здрібнення.

По обраному модулю ротора визначають умовне число бил, шт:

$$z = \frac{D_p}{m_z}, \quad (6.4)$$

де m_z - модуль ротора, для дробарок великого здрібнення $m_z = 300 \dots 500$ мм [14].

Визначення критичного діаметра $d_{\text{кр}}$ шматка матеріалу, який здрібнюється, м:

$$d_{\text{кр}} = 280 \times 10^{-5} \frac{\sigma_{\text{ТВ}}^+}{\rho_m v^{1,5}}, \quad (6.5)$$

де $\sigma_{\text{ТВ}}^+$ - границя міцності здрібнюємого матеріалу при стискуванні, Па;

ρ_m - густина матеріалу, кг/м³;

v - швидкість удару, рівна швидкості обертання ротора, м/с.

Розмір вихідної щілини для дробарки встановлюється, м:

$$S = 0,1 D_p \quad (6.6)$$

Продуктивність дробарки розраховується по формулі, м³/год:

$$G_{\text{дм}} = G_0 \frac{L_p D_p^{1,5}}{v_p^{0,35} z^{0,5}} k_\beta k_D k_S k_r k_\sigma k_B, \quad (6.7)$$

де G_0 - продуктивність дробарки (базисної) при $D_p = L_p = v_p = z = 1$; $\beta = 0$; $D \rightarrow 0$; $S = 0$;
 $\sigma_p \rightarrow 0$;

k_β - коефіцієнт, який враховує вплив кута встановлення відбивної плити:

$$k_\beta = 1 - 0,49 \sin \beta + 4,7 \sin^2 \beta, \quad (6.8)$$

$\beta = 20^\circ$ [13] - кут встановлення першої відбивної плити;

k_D - коефіцієнт, який враховує вплив розміру шматків матеріалу, визначається по формулі

$$k_D = \sigma = \frac{D_{св}}{D_p} > 0,2;$$

k_S - коефіцієнт, який враховує вплив ширини вихідної щілини;

$$k_S = 1 + 1,9 \varepsilon \quad (6.9)$$

$$\varepsilon = \frac{S}{D_p} \quad (6.10)$$

k_r - коефіцієнт, який враховує вплив закруглення передньої грані біла, $k_r = 0,85$ [12];

k_σ - коефіцієнт, який враховує вплив фізичних властивостей біла;

$$k_\sigma = 1 - \frac{C_\sigma}{700} \quad (6.11)$$

C_σ - критерій міцності;

$$C_\sigma = \frac{\sigma_{тв}^+}{\rho_m D_p} \quad (6.12)$$

k_B - коефіцієнт, який враховує вплив зовнішньої поверхні біла, для хвилеподібної форми $k_B = 0,86$ [12].

Необхідна кількість дробарок, шт:

$$n_d = \varepsilon \left(\frac{G}{3,6 G_{дм}} + 0,5 \right), \quad (6.13)$$

де ε - функція округлення дробового числа до цілого.

Потужність електродвигуна приводу дробарки розраховується по формулі, кВт:

$$N_d = \frac{W_{др} G_{дм} (i - 1)}{D_{св} \eta_{др} \eta_{п}}, \quad (6.14)$$

де $W_{др}$ - питомий енергетичний показник дробарки, (Вт год)/м²;

$G_{дм}$ - продуктивність дробарки, м³/год;

i - ступінь здрібнення;

$D_{св}$ - середньозважений діаметр вихідного продукту, м;

$\eta_{др}$ - ККД дробарки, $\eta_{др} = 0,85$ [14];

$\eta_{др}$ - ККД привода, $\eta_{др} = 0,95$ [5].

Потужність приводів усіх дробарок, кВт:

$$N = n_d N_d \quad (6.15)$$

Тип електродвигуна і його технічні характеристики обираємо із довідкової літератури.

Контрольні запитання

1. Назвіть границю міцності матеріалів, які здрібнюються в роторних дробарках?
2. На які типи підрозділяють роторні дробарки в залежності від призначення і характеру процесу дроблення?
3. Перелічіть переваги роторних дробарок?
4. Вкажіть, на що необхідно орієнтуватися при виборі числа рядів бил в роторній дробарці?
5. Від чого залежить продуктивність роторних дробарок?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 7 КУЛЬОВІ МЛИНИ

Мета роботи – визначити необхідну продуктивність кульового млину, частоту його обертання і потужність приводу.

Теоретичні відомості

Кульові млини широко застосовують для грубого і тонкого помолу матеріалів. Принцип дії кульових млинів полягає в наступному - змільчення матеріалу проходить за рахунок удару і частково стиранням вільно падаючих мелюючих тіл в обертовому барабані [14].

Кульовий млин (рис. 7.1) представляє з себе пустотілий барабан 1, закритий кришкою 3, у центрі якого встановлені полі цапфи. Цапфи опираються на підшипники, і барабан обертається навколо горизонтальної осі. Барабан млина заповнюється приблизно на половину об'єму мелюючим середовищем, (мелючими тілами 2). При його обертанні мелючі тіла завдяки тертю захоплюються його внутрішньою поверхнею, піднімаються на деяку висоту і вільно або перекочуючись падають униз. Усередину барабану через кришку періодично порціями подається матеріал для здрібнення. Він проходить уздовж барабану і подрібнюється ударом, стиранням, роздавлюванням під впливом мелюючих тіл. Здрібнений продукт через певний час розвантажується. При обертанні барабану матеріал рухається уздовж його осі внаслідок перепаду рівнів завантаження і розвантаження; якщо здрібнювання мокре, то матеріал захоплюється змивальним потоком води, а якщо сухе - повітряним потоком, що виникає при відсмоктуванні повітря з барабану.

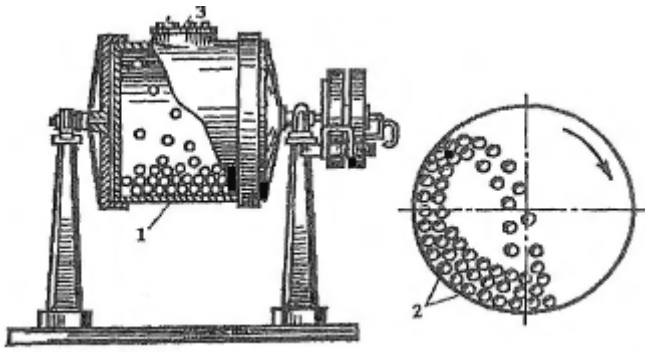


Рисунок 7.1 – Схема пристрою і принцип дії кульового млина

В залежності від швидкості обертання барабану млина розрізняють два основних режими роботи мелюючих тіл: при малій швидкості - каскадний, при великій - водоспадний [14]. При каскадному режимі мелючі тіла, перекочуються і матеріал подрібнюється під дією зусиль, які його роздавлюють і стирають. При водоспадному режимі роботи мелючі тіла в результаті тертя об внутрішню поверхню корпусу піднімаються разом з корпусом до

верхньої точки, яку називають точкою "відриву", а потім падають униз до точки "падіння". У цій точці відбувається здрібнювання матеріалу під дією ударних зусиль.

Під час обертання млина спостерігаються обидва його режими роботи. Це пов'язано з тим що частина мелюючих тіл працює в каскадному, а частина у водоспадному режимі.

Кульові млини можуть бути класифіковані по наступних основних ознаках [14]:

- по конструкції барабану і наявності перегородок:
 - а) циліндричні однокамерні і багатокамерні
 - б) конічні
- за принципом роботи:
 - а) періодичної дії
 - б) безперервної дії - з периферичним розвантаженням і з розвантаженням через порожню цапфу
- по роду футерівки і характерові мелюючих тіл:
 - а) з неметалічної футерівкою і металевими мелючими тілами;
 - б) з металевої футерівкою і металевими мелючими тілами - кулями, короткими циліндрами або стержнями;
- по конструкції приводу:
 - а) з периферійним (шестерним) приводом;
 - б) з центральним приводом.

Млини можуть працювати у відкритому або замкнутому циклі за умови безперервної дії. В них можливо розмелювати матеріал, як сухим, так і мокрим способом.

Переваги кульових млинів:

- можливість одержання високої і постійної тонкості помолу і її регулювання;
- можливість підсушування матеріалу в самому млині;
- простота конструкції;
- надійність в експлуатації;
- можливість здрібнювання матеріалів різної твердості.

Недоліки кульових млинів:

- значна витрата енергії;
- велика вага і розміри;
- великий пусковий момент;
- сильний шум під час роботи.

Завдання для розрахунку

Параметри кульового млина - діаметр барабану (без футерівки) D ; довжина млина L ; товщина футерівки барабану млина b ; властивості та характеристики подрібнюємого матеріалу - середній розмір вихідних кусків $d_{тв}$; коефіцієнт змільчення k_3 ; густина подрібнюємого матеріалу ρ_m наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

Вихідні дані для розрахунку кульового млина

Варіант	Твердий матеріал	D, м	L, м	b, м	d _{тв} , мм	k ₃	ρ _м , кг/м ³
1	Апатит	0,9	0,9	0,07	15	0,7	2800
2	Антрацит	1,2	1,2	0,1	21	1	1600
3	Бетон	1,5	1,5	0,1	22	0,5	2300
4	Гіпс	2,1	1,5	0,1	23	2	2690
5	Граніт	2,1	2,2	0,1	24		3300
6	Вапняк високої густини	2,1	3,0	0,1	25	1,5	3000
7	Вапняк низької густини	2,7	2,1	0,12	25	1,5	2800
8	Вапняк пористий	2,7	2,7	0,12	24	2	2600
9	Колчедан	2,7	3,6	0,12	23	0,7	5200
10	Мергель	3,2	3,1	0,12	22	0,7	2800

Порядок виконання роботи

Критична частота обертання барабану, об/хв:

$$n_{кр} = \frac{42,4}{\sqrt{D-2b}}, \quad (7.1)$$

де D - діаметр барабану (без футерування), м;

b - товщина футерування барабану млина, м.

Робоча частота обертання барабану, об/хв:

$$n_p = k_c n_{кр}, \quad (7.2)$$

де k_c = 0,75...0,85 - коефіцієнт зниження швидкості [14].

Діаметр мелюючих тіл, мм:

$$D_T = 28\sqrt[3]{d_{тв}}, \quad (7.3)$$

де d_{тв} - середній розмір вихідних кусків, мм.

Маса завантаження мелюючих тіл, т:

$$G = \pi R^2 L \varphi \rho_T, \quad (7.4)$$

де R - радіус барабану, м;

L - довжина млина, м;

φ ≈ 0,45 - коефіцієнт заповнення барабану мелючими тілами [14];

ρ_T = 4,4...4,8 т/м³ - насипна маса мелюючих тіл [12].

Продуктивність млина, т/год:

$$G_M = k_3 D^{2,5} L, \quad (7.5)$$

де k₃ - коефіцієнт змільчення (див. табл. 7.1).

Робочий об'єм кульового млина (номінальний), м³:

$$V_p = 0,785(D-2b)^2 L \quad (7.6)$$

Продуктивність живильника кульового млина, т/год:

$$G_{\text{ж}} = 6\rho_{\text{м}} V_{\text{р}}, \quad (7.7)$$

де $\rho_{\text{м}}$ - густина змільчуємого матеріалу, т/м³

Потужність електродвигуна, кВт:

$$N_{\text{д}} = 6,77G_{\text{м}}\sqrt{D - 2b} \quad (7.8)$$

Тип електродвигуна і його технічні характеристики вибираємо із довідкової літератури.

Контрольні запитання

1. З яких основних частин складається кульовий млин?
2. По яким ознакам класифікуються кульові млини?
3. В яких межах коливається степінь змільчення кульових млинів?
4. Назвіть режими роботи мелюючих тіл в залежності від швидкості обертання кульового млина?
5. Перелічіть основні переваги кульових млинів?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 8

УСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОСІВАННЯ СИПУЧИХ ЗЕРНИСТИХ МАТЕРІАЛІВ

Мета роботи: – ознайомитися з конструкцією установок для просівання сипучих зернистих матеріалів, визначити потужності їх приводів, а також величини сил, які діють в елементах механізмів установок.

Теоретичні відомості

Просівання - процес поділу сипучого зернистого матеріалу на продукти різної крупності (класи) за допомогою просіваючих поверхонь [15].

Шматки матеріалу, розмір яких більше розміру отворів сита, залишаються при просіванні на ситі, а зерна менших розмірів провалюються через отвори.

Матеріал, який поступає на просівання, називається *вихідним*, що залишається: на ситі - *надRESHITним* (верхнім продуктом), який провалюється через отвори сита - *підRESHITним* (нижнім продуктом).

При послідовному просіванні матеріалу на n ситах одержують $n + 1$ продуктів. У цьому випадку один із продуктів попереднього просівання (нижній) служить вихідним матеріалом для наступного просівання.

Послідовний ряд абсолютних значень величин отворів сит (від більших до меншого), які застосовуються при просіванні, називається *шкалою класифікації* [16].

Модуль шкали класифікації - постійне відношення розміру отворів попередніх сит до розміру отворів наступних. Наприклад, для шкали класифікації 50; 25; 12,5; 6,25 мм модуль дорівнює 2.

Матеріал, який пройшов через сито з отворами d_1 і який залишився на ситі з отворами d_2 , причому $d_2 < d_1$, називається *класом*. Крупність класу позначається - $d_2 + d_1$, наприклад, клас - 5 + 2,5 мм.

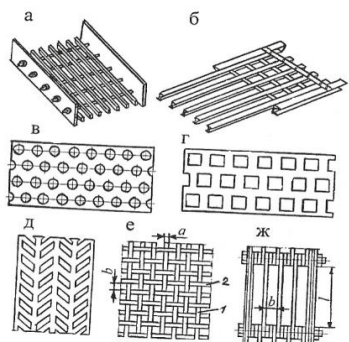
Апарати, призначені для просівання, називаються *грохотами* (ситами). Вони мають

одну або декілька робочих (просіваючих) поверхонь - сит, встановлених в одному або декількох коробах, які роблять коливальні або струшуючі рухи.

По технологічному призначенню розрізняють два основних види просівання:

- попереднє - для виділення готового по крупності продукту (перед дробаркою);
- контрольне, або перевірочне - для контролю крупності дробленого продукту (після дробарки).

На першій стадії дроблення для просівання великого матеріалу в якості просіваючої поверхні застосовують колосникові ґрати, які складаються з окремих колосників у вигляді сталевих смуг, брусів, балок (рис. 8.1).



а, б - колосникові ґрати; в - д - листові сита відповідно із круглими, квадратними і фігурними отворами; е, ж - дротяні сітки із квадратними й прямокутними отворами

Рисунок 8. 1 – Просіваючі поверхні

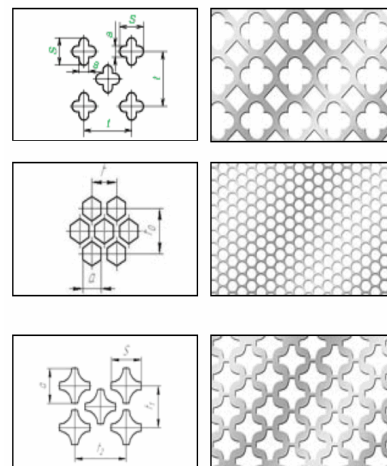


Рисунок 8.2 – Загальний вигляд отворів листових сит

Решета сит виготовляється з гуми у вигляді окремих секцій, які штампуються у прес-формах. Вони більш довговічні, менше забиваються, понижують шум. Гумові сита застосовуються для просівання матеріалу крупністю до 100 мм.

При дрібному просіванні використовують шпальтові ситові поверхні, які набирають із окремих елементів, між яким залишаються довгасті (щільовидні) отвори (рис.8.3). Недоліком шпальтових сит є їхня більша маса і порівняно низька зносостійкість.



Рисунок 8.3 – Загальний вид шпальтових просіваючих поверхонь

Колосникові і шпальтові поверхні сит з малими отворами, так само як і інші поверхні забиваються дрібним і глинистим матеріалом. Цей недолік усувається при використанні струнних сит, у яких просіваючу поверхню, утворюють відрізки сталевих струн, розташовані по всій довжині сита [16].

Сита характеризуються наступними кінематичними і конструктивними особливостями:

- геометричною формою просіваючої поверхні;
- розташуванням просіваючої поверхні, щодо горизонтальної площини;
- характером руху просіваючої поверхні, або способом переміщення.

Геометрична форма просіваючої поверхні може бути плоскою і циліндричною (рідше багатогранною призматичною).

По розташуванню просіваючої поверхні сита поділяються на похилі і горизонтальні.

По характері руху просіваючої поверхні або способу переміщення матеріалу всі сита

можуть бути розділені, на нерухомі і рухомі. Характер руху робочого органа є основною ознакою при класифікації сит.

8.1. Вібраційні сита

Вібраційні сита підрозділяються на електромагнітні, вібраційні та інерційні. Вібраційні сита особливо ефективні при просіванні дрібних порошків, оскільки вібруючі рухи попереджають забивання отворів ситової тканини [6].

Вібраційне сито складається з футерованого короба, всередині якого на різних рівнях розміщуються колосникові просіваючі поверхні. В середній частині короба встановлено вібратор. Вал вібратора опирається на два роликотпідшипника, які кріпляться до коробу. Вал захищений від пилу і ударів трубою. На кінцях вала симетрично встановлені дебаланси, які забезпечують безступінчасте регулювання статичного моменту. На одному з кінців вала знаходиться шків, з'єднаний клинопасовою передачею зі шківом електродвигуна.

Для зменшення зносу клинових пасів і запобігання передачі вібрації на вал двигуна, привідний шків насаджено на вал вібратора з ексцентриситетом, приблизно рівним амплітуді коливань сита. Відцентрові сили інерції, які виникають при обертанні дебалансів, викликають колові чи близькі до них коливальні рухи коробу сита. Амплітуда цих коливань залежить від сил інерції, характеристики амортизаторів і навантаження на сито.

Сито опирається на фундамент, для цього короб забезпечений чотирма кронштейнами, котрими він спирається на пружини. При збільшенні навантаження на сито, амплітуда коливань його короба відповідно зменшиться, і навантаження на підшипники залишаються практично постійними, тобто інерційне сито має властивість "самозахисту" від перевантажень.

Завдання для розрахунку

Визначити загальну вагу збудовуючих вантажів, жорсткість пружних опор і потужність приводу вібраційного сита, яке працює з резонансом. Загальний вид вібраційного сита наведено на рис. 8.4.



Рисунок 8.4 – Загальний вид вібраційного сита

Параметри вібраційного сита – радіус центру мас дебалансного вантажу r ; маса сита (без електродвигуна) G ; ексцентриситет валу e ; питома продуктивність вібраційного сита q ; коефіцієнт впливу зерен, розмір яких менший половини розміру отвору сита k ; коефіцієнт впливу зерен, розмір яких більший розміру отвору сита l ; коефіцієнт ефективності просівання m ; коефіцієнт, який враховує форму зерен і матеріал u ; коефіцієнт впливу вологи v ; коефіцієнт способу просівання r ; та характеристики просіваємого матеріалу - густина матеріалу ρ_m наведені в табл. 8.1.

Таблиця 8.1

Вихідні дані для розрахунку вібраційного сита

Варіант	г, мм	G, кг	e, мм	ρ_m , кг/м ³	α , °	B, м	L, м	q, м ³ /(м ² год)	k	l	m	y	v	p	d, м
1	100	510	3	2800	10	0,80	1,6	11	0,7	0,94	2,1	1,0	0,90	1,0	0,035
2	100	630	3	1600	15	0,80	1,6	7	0,7	0,94	2,1	1,5	1,00	1,0	0,040
3	100	3100	3	2300	25	1,25	2,5	56	0,8	0,97	1,9	1,0	1,00	1,0	0,045
4	150	3600	5	2690	30	1,25	2,5	31	0,8	0,97	1,9	1,0	0,85	1,0	0,045
5	100	5100	3	3300	15	1,50	3,0	56	0,9	1,03	1,6	1,0	1,00	1,0	0,055
6	150	4700	5	3000	20	1,50	3,0	28	0,7	0,94	2,1	1,0	0,60	1,25	0,035
7	200	6000	7	2800	10	1,75	3,5	38	0,8	0,97	1,9	1,0	0,60	1,25	0,045
8	200	7450	7	2600	30	1,75	3,5	28	0,7	0,94	2,1	1,0	0,60	1,25	0,035
9	100	9500	3	5200	15	2,00	4,0	56	0,9	1,03	1,6	1,0	1,00	1,0	0,055
10	175	8300	6	2800	25	2,00	4,0	63	0,9	1,03	1,6	1,0	1,00	1,0	0,060

Порядок виконання роботи

При розрахунках вібраційного сита визначають залежності між вагою сита, радіусом, вагою і частотою обертання дебалансу, а так само між параметрами сита і споживаною потужністю.

Визначаємо параметри дебалансного вантажу з виразу:

$$Mr = Ge, \quad (8.1)$$

де M - маса дебалансного вантажу, кг.

r - радіус центру мас дебалансного вантажу (див. табл. 8.1), мм;

G - маса сита (без електродвигуна), кг;

e - ексцентриситет валу, мм.

$$M = \frac{Ge}{r} \quad (8.2)$$

На вал грохоту діють реакції короба, відцентрова сила від дебалансів валу, натяг пасу, власні - ваги валу, шківу і дебалансного вантажу.

Частота обертання ексцентрикового валу, об/хв:

$$n = \frac{30}{\sqrt{e \sin \alpha}}, \quad (8.3)$$

де α - кут нахилу сита до горизонту, градус.

Робоча площа сита, м²:

$$F = 0,85BL, \quad (8.4)$$

де B, L - відповідно, ширина і довжина сита, м.

Продуктивність вібраційних сит точним розрахункам не піддається і є величиною дослідною, однак можливо вказати, що вона пропорційна ширині сита, висоті шару матеріалу на ситі і швидкості його руху уздовж сита [17]. Остання у свою чергу залежить від кута нахилу сита, частоти вібрації і амплітуди коливань сита.

Продуктивність вібраційного сита, т/год:

$$G = qF\rho_m k/m\upsilon\rho, \quad (8.5)$$

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

F - робоча площа сита, м^2 ;

ρ_m - густина подрібнюємого матеріалу, $\text{т}/\text{м}^3$;

k - коефіцієнт впливу зерен, розмір яких менший половини розміру отвору сита;

l - коефіцієнт впливу зерен, розмір яких більший розміру отвору сита;

m - коефіцієнт ефективності просівання;

u - коефіцієнт, який враховує форму зерен і матеріал;

v - коефіцієнт впливу вологи;

p - коефіцієнт способу просівання.

Визначаємо відцентрові сили від дебалансного вантажу, Н :

$$P_{\text{ц}} = \frac{Mrn^2}{900}, \quad (8.6)$$

Потужність витрачена на подолання тертя в підшипниках валу, Н :

$$T = P_{\text{ц}} f, \quad (8.7)$$

де T - діюча на підшипник сила тертя, Н ;

P - відцентрова сила від дебалансного вантажу, Н ;

$f \approx 0,3$ - коефіцієнт тертя валу в підшипниках [18].

Робота тертя, Н :

$$A_{\text{т}} = Ndn, \quad (8.8)$$

де d - діаметр валу, м ;

n - частота обертання валу;

Споживана потужність, кВт :

$$N = \frac{A_{\text{т}}}{60 \times 1000} \quad (8.9)$$

Потужність двигуна визначають, розділивши результат, отриманий по вище зазначеній формулі, на ККД приводного механізму, який звичайно становить $\eta = 0,8 \dots 0,9$, кВт [18]:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N}{\eta} \quad (8.10)$$

Іншими втратами у вібраційному ситі зневажають, так як вони незначні.

8.2. Барабанні сита

Барабанні сита за формою барабана бувають циліндричними і конічними. Робочим органом барабанного сита є бічна поверхня, утворена перфорованими сталевими листами або сіткою. Вісь циліндричного барабана нахилена до горизонту на кут від 4 до 7° . Діаметр барабанів циліндричних сит від 500 до 3000 мм , довжина від 2000 до 9000 мм . Барабанні циліндричні сита малих розмірів виготовляють із центральним валом, до якого на спицях кріплять просіваючу поверхню. Важкі барабанні циліндричні сита центрального вала не мають і обертаються на бандажах, які опираються на ролики [17].

Привод барабанного сита складається з електродвигуна, редуктора і конічної зубчатої передачі. Рух матеріалу в циліндричному барабані проходить наступним чином. Матеріал за рахунок тертя захоплюється внутрішньою поверхнею барабана і по досягненню висоти, відповідної до кута природнього відкосу матеріалу, скочується вниз. Через нахил осі барабана матеріал сковзає під деяким кутом до площини його обертання, тобто просувається вниз уздовж осі барабана. Частота обертання барабана обмежена, тому що при значних швидкостях обертання виникаюча відцентрова сила притисне матеріал до просіваючої поверхні і просівання стане неможливим [17].

Основні недоліки барабанних сит - мала питома продуктивність і низька ефективність просівання. Сита цього типу вирізняються громіздкістю і великою масою. Вигнута форма просіваючої поверхні здорожує їхнє виготовлення і ремонт.

Головна перевага цих сит - тихохідність і урівноваженість, що дозволяє встановлювати їх на верхніх поверхах заводів. Останнім часом через малу продуктивність їх заміняють вібраційними ситами.

Завдання для розрахунку

Визначити число обертів барабану, продуктивність, розміри отворів і необхідну потужність двигуна сита, яке призначено для просівання відпрацьованої суміші.

Конструктивна схема барабанного сита та його загальний вид приведені на рис. 8.5 і 8.6.

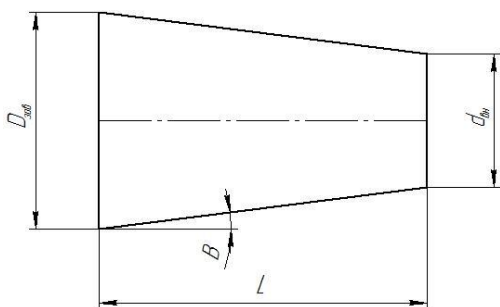


Рисунок 8.5 – Конструктивна схема барабанного сита



Рисунок 8.6 – Зовнішній вид барабанного сита

Параметри барабанного сита - зовнішній діаметр $D_{зоб}$; внутрішній діаметр $d_{вн}$; довжина полотна L ; радіус цапфи r ; та характеристики просіваємого матеріалу - діаметр частинок суміші $d_{тв}$; густина матеріалу ρ_m наведені в табл. 8.2.

Таблиця 8.2

Вихідні дані для розрахунку барабанного сита

Варіант	$d_{тв}$, мм	ρ_m , т/м ³	$D_{зоб}$, м	$d_{вн}$, м	L , м	r , м
1	1,2	1,8	0,60	0,45	1,00	0,040
2			0,85	0,60	1,32	0,045
3			1,12	0,85	1,80	0,050
4			1,50	1,12	2,35	0,055
5			2,00	1,50	3,15	0,060
6			2,00	1,50	4,25	0,065
7			1,12	0,85	1,80	0,050
8			1,30	1,32	3,09	0,050
9			1,68	1,65	3,7	0,055
10			2,35	2,35	4,8	0,060

Порядок виконання роботи

Середній діаметр сита, м:

$$D_{\text{cp}} = \frac{D_{\text{зов}} + d_{\text{вн}}}{2} \quad (8.11)$$

звідки:

$$R = \frac{D_{\text{cp}}}{2} \quad (8.12)$$

Число обертів, об/хв:

$$n = 30 \sqrt{\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{R \sin \varphi}}, \quad (8.13)$$

де $\alpha = 45 \dots 48^\circ$, $\varphi = 35^\circ$ - відповідно, кут підняття матеріалу і кут тертя матеріалу по поверхні [8].

Осьова швидкість руху матеріалу вздовж сита, м/с:

$$v_{\text{oc}} = \frac{\pi R n}{30} \text{tg} 2B, \quad (8.14)$$

де $\text{tg} 2B$ - приведена величина, яка розраховується за формулою:

$$\text{tg} 2B = \frac{D_{\text{зов}} - d_{\text{вн}}}{2L} \quad (8.15)$$

Продуктивність сита, т/год:

$$G = 3600 v_{\text{oc}} F \rho_m \varphi, \quad (8.16)$$

де F - площа сита, м^2 .

v_{oc} - швидкість, за якої забезпечується проходження зерна через отвір сита, м/с:

$$v_{\text{oc}} = (1 - 0,5 d_{\text{тв}} \sqrt{\frac{g}{d_{\text{тв}}}}), \quad 1 = \frac{d_{\text{тв}}}{0,75}, \quad (8.17)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - прискорення сили тяжіння.

Площа сита, м^2 :

$$F = 1,9R (0,15R)^3 \quad (8.18)$$

Користуючись формулою знаходимо, розмір отворів сита, м:

$$D_{от} = \frac{v_{oc}}{\sqrt{\frac{g}{d_{TB}}}} + \frac{d_{TB}}{2} \quad (8.19)$$

Приймаємо розмір отворів сита з нормалізованого ряду отворів.
Сумарний момент сил, який діє на центральний вал, кг·м:

$$\sum M = f_1 r (G_6 + G_m) + f_2 G_m + 0,3G_m, \quad (8.20)$$

де G_6 - вага барабану, кг $G_6 = 310$;

G_m - вага просіваємого матеріалу в барабані, кг;

r - радіус цапфи, м;

$f_1 = 0,3 \dots 0,4$ - коефіцієнт тертя вала в підшипниках цапф [18];

$f_2 = 0,6 \dots 0,7$ - коефіцієнт тертя матеріалу об сито [17].

Вага просіваємого матеріалу в барабані, кг:

$$G_m = FL\rho_m \quad (8.21)$$

Споживана потужність двигуна, кВт:

$$N_{дв} = \frac{\sum Mn}{116,2 \eta 1,36}, \quad (8.22)$$

де $\eta = 0,8 \dots 0,9$ - ККД приводного механізму [18].

Приймаємо електродвигун потужністю, кВт:

$$N = N_{дв} k_y \quad (8.23)$$

де $k_y = 1,5$ - коефіцієнт споживаної потужності [18].

Контрольні запитання

1. Як визначається модуль шкали класифікації?
2. Назвіть типи вібраційних сит?
3. Чому пропорційна продуктивність вібраційних сит?
4. Як класифікуються барабанні сита за формулю барабану?
5. Перелічить основні недоліки барабанних сит?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 9

РОЗРАХУНОК УСТАНОВОК ДЛЯ ПОПЕРЕДНЬОЇ ОБРОБКИ І РЕГЕНЕРАЦІЇ СВІЖИХ ПІЩАНОГЛИНИСТИХ МАТЕРІАЛІВ

Мета роботи – ознайомитися з конструкцією установок для попередньої обробки і регенерації свіжих піщаноглинистих матеріалів, визначити їх основні конструктивні параметри.

Теоретичні відомості

Для одержання якісних формувальних і стержневих сумішей необхідно виконати попередню підготовку всіх вихідних формувальних матеріалів. Тому технологічний процес приготування сумішей складається з *попередньої обробки* свіжих піщаноглинистих матеріалів, спеціальних матеріалів (вугілля, азбестового криштива, торф'яних або вугільних пісків і ін.), *регенерації* оборотної суміші та одержання формувальних і стержневих сумішей шляхом *перемішування в змішувачах* [19].

Попередня підготовка вихідних матеріалів полягає в сушці, піску при температурі від 250 до 300 °С з наступним просіванням через сито із комірками розміром від 2 до 6 мм. Глини і бентоніти також просушуються при температурі від 200 до 250 °С, потім розмелюються, просіваються і у порошкоподібному вигляді (після перемішування з водою) подаються в відділення приготування сумішей.

Попередня обробка спеціальних і допоміжних матеріалів полягає в дробленні і розміщенні вугілля, просіванні таких матеріалів, як торф, тирса, чавунний дріб і ін. Оборотно суміш просівають і піддають магнітній сепарації для відділення від неї металевих включень (скрапу, шпильок, цвяхів і ін.), а потім просівають удруге, що дозволяє використовувати її як основну піщану складову при приготуванні формувальних і стержневих сумішей.

Регенерація (відновлення) оборотних сумішей застосовується для очистки їх від пилу і різних дрібних домішок, а також для видалення плівок сполучного матеріалу, який покриває зерна піску з метою подальшого їхнього використання у виробництві [20].

9.1 Установа для сушіння в пневмопотоці

Сушила для сушіння сипучих матеріалів виконуються головним чином як установки безперервної дії. До їх числа відносяться барабанні сушила, для сушіння в пневмопотоці та сушильні установки киплячого шару. За характером теплообміну в робочій зоні ці пристрої сильно відрізняються між собою, що накладає відбиток на їх конструкцію і робочі показники [21].

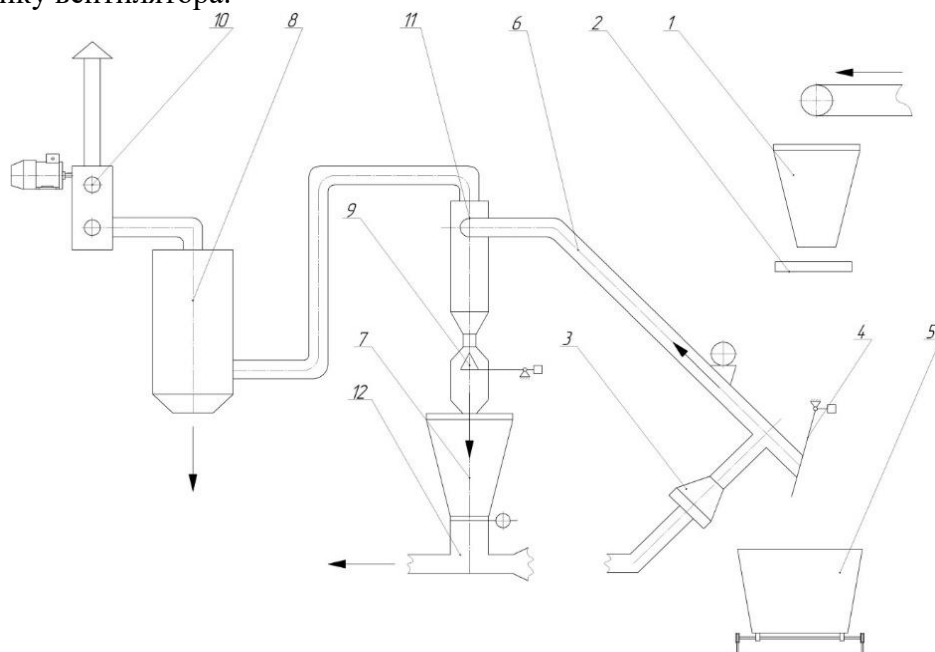
Сушила для сушіння в пневмопотоці і киплячому шарі вигідно відрізняються від сушил інших типів більшою ефективністю і питомою продуктивністю завдяки інтенсивному протіканню процесів тепло- і масообміну і, отже, більш швидкому і рівномірному видаленню вологи з висушуваного матеріалу [22]. В установках для сушіння в пневмопотоці забезпечуються умови існування зваженого шару, коли швидкість потоку сушильного агента перевищує так звану швидкість вігання твердих частинок, в результаті чого останні виносяться потоком. У сушилах з киплячим шаром сипкий матеріал під динамічним впливом потоку сушильного агента знаходиться в розуціленому стані і енергійно перемішується. Цим забезпечується різке збільшення питомої поверхні нагрівання (m^2/kg) і зростання коефіцієнта тепловіддачі. Інтенсивний конвективний перенос у зваженому і киплячому шарах сприяє швидкому протіканню процесу сушіння. У сушилах зі зваженим і киплячим шаром забезпечується практично камерний режим обробки. Разом з тим киплячий шар, подібно рідині, має гарну плинність, що дозволяє легко (конструктивно) здійснити технологічно безперервний процес, тобто безперервно завантажувати вологий матеріал і безперервно вивантажувати висушений матеріал. Що ж стосується сушіння в пневмопотоці, то умова, що середній час перебування частинки в робочому просторі печі повинен бути більше часу, необхідного для протікання процесу сушіння, ускладнює конструкцію установки (необхідна довга робоча камера).

Принцип роботи установка для сушіння в пневмопотоці полягає в наступному (рис. 9.1). Вологий сипкий матеріал від місця зберігання транспортується безперервним транспортом в прийомний бункер 1. Із бункера матеріал за допомогою тарілчастого живильника 2 дозується в тару 5, яка поступає до шлюзового живильника 4 і через нього потрапляє в трубу 6. В трубі частинки матеріалу підхоплюються висхідним потоком гарячого сушильного агента (звичайно це суміш продуктів горіння і повітря, яка надходить з топки зі швидкістю від 10 до 40 м/с при температурі близько 700 °С) і піднімаються вгору. Частинки,

із значною масою накопичуються в пристрої для збору великої фракції 3. Проїшовши трубу і звільнившись від вологи, пісок потрапляє в циклон 11, в якому він відділяється від газу–носія і потім збирається у бункері-накопичувачі 7, звідки вивантажується за допомогою системи транспортування 12. Гази проходять додаткове очищення в фільтрі 8, зволожуються і за допомогою системи вентиляторів 10 викидаються в атмосферу [22].

Завдання для розрахунку

Визначити основні конструктивні параметри установки (рис. 9.1) для сушіння піску і глини (довжину і діаметр сушильної труби), а також швидкість повітря в сушильній трубі і характеристику вентилятора.



1 - прийомний бункер; 2 - тарілчастий живильник; 3 - пристрій для збору великої фракції; 4 - шлюзовий живильник; 5 - тара; 6 - труба сушильна; 7 - бункер-накопичувач; 8 - фільтр; 9 - спеціальна заслінка; 10 - вентилятор; 11 - циклон; 12 - транспортування.

Рисунок 9.1 – Схема установки для сушіння вологого сипкого матеріалу в пневмопотоці

Параметри установки - продуктивність Q ; довжина горизонтальних ділянок установки $L_{гор}$; довжина вертикальних ділянок установки $L_{вер}$; температура повітря t° К; годинна продуктивність сушильної труби по волозі A ; властивості та характеристики просушуємого матеріалу - густина матеріалу ρ_m ; розмір піщинки $d_{тв}$; початкова і кінцева вологість матеріалу $\omega_{поч}$, $\omega_{кін}$; густина повітря ρ_p наведені в табл. 9.1, а схема установки на рис 9.1.

Таблиця 9.1

Вихідні дані для розрахунку установки для сушки піску в пневмопотоці

Варіант	Твердий матеріал	Q , т/год	$d_{тв}$, мм	ρ_m , кг/м ³	$\omega_{поч}$, %	$\omega_{кін}$, %	A , кг/год	ρ_p , кг/м ³	η	t° , К	$L_{гор}$, м	$L_{вер}$, м
1	пісок кварцовий	10	0,001	2700	7,2	0,35	600	1,2	0,8	240	7	10
2		9			6,8	0,33	560			245	8	11
3		8			6,5	0,31	550			250	9	12
4		7			6,3	0,30	530			255	6	9
5		6			6,0	0,28	500			260	5	8
6		5			5,8	0,26	480			265	10	7
7		4			5,6	0,23	450			270	4	6
8		10			5,3	0,21	600			240	9	11
9		8			5,0	0,18	550			250	8	12
10		6			4,8	0,15	500			260	7	10

Порядок виконання роботи

Визначаємо робочу швидкість повітря в сушильній трубі, м/с:

$$v_{\text{п}} = 1,5v_{\text{виг}} = 1,5\sqrt{\frac{\rho_{\text{м}}d_{\text{ТВ}}}{\rho_{\text{пт}}d_{\text{ТВ}}}}, \quad (9.1)$$

де $\rho_{\text{пт}}$ - питома вага повітря при t° , тобто:

$$\rho_{\text{пт}} = \rho_{\text{п}} \frac{273}{273 + t} \quad (9.2)$$

Приймаючи вагову концентрацію суміші $\mu = 2,4$ [23], визначаємо площу перетину сушильної труби по формулі, м²:

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q}{3600v_{\text{п}}\rho_{\text{м}}\mu} \quad (9.3)$$

Діаметр сушильної труби, м:

$$D_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{тр}}}{\pi}} \quad (9.4)$$

Робоча довжина сушильної труби, м:

$$L_{\text{тр}} = \frac{3600\mu\rho_{\text{пт}}v_{\text{п}}(\omega_{\text{поч}} - \omega_{\text{кін}})}{100A}, \quad (9.5)$$

де A - годинна продуктивність сушильної труби по волозі.

Продуктивність вентилятора

$$Q_{\text{вен}} = \sqrt{\frac{Q}{\rho_{\text{пт}}\mu}} \quad (9.6)$$

Тиск повітря, який повинен забезпечити вентилятор, визначається по формулі, кг/м²

$$H = \alpha \sum h, \quad (9.7)$$

Де $\alpha = 1,35$ - коефіцієнт запасу [20];

$\sum h$ - сума опорів (втрати тиску повітря під час переміщення аеросуміші в трубопроводі).

Тоді:

$$H = \alpha \sum h = \alpha \left[\frac{\lambda L_{\text{гор}} (v_{\text{п}})^2 \rho_{\text{пт}} (1+k_{\text{гор}}\mu)}{2gD_{\text{тр}}} + \frac{\lambda L_{\text{верт}} (v_{\text{п}})^2 \rho_{\text{пт}} (1+k_{\text{верт}}\mu)}{2gD_{\text{тр}}} + (\xi_{\text{зав}} + \xi_{\text{закр}} + \xi_{\text{цикл}}) \frac{(v_{\text{п}})^2 \rho_{\text{пт}} (1+\mu)}{2g} + h_{\text{ф}} \right] \quad (9.8)$$

де $k_{\text{гор}}=1,15$, $k_{\text{вер}}=1,25$ - постійні коефіцієнти;

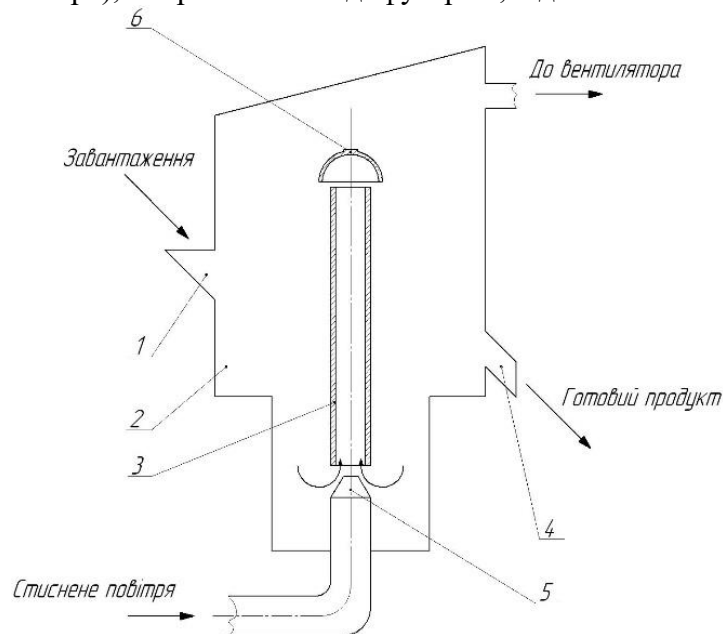
$h_{\text{ф}} = 60 \text{ кг/м}^2$ - втрата тиску в фільтрі.

Потужність двигуна вентилятора, кВт:

$$N_{\text{вен}} = \frac{Q_{\text{вен}}}{3600 \eta 102} \quad (9.9)$$

9.2 Пневматичний регенератор

Установка (рис. 9.2) для пневматичної регенерації складається з ряду послідовно з'єднаних однотипних камер 2, у нижній частині якої встановлено сопло 5 (через нього подається стиснене повітря), направляючого дифузора 3, відбійного ковпака 6 [24].



- 1 - носок прийомний; 2 - камера; 3 - направляючий дифузор; 4 - пристрій для вивантаження;
5 - сопло; 6 - відбійний ковпак (відбійно-стираючий пристрій).

Рисунок 9.2 – Схема пневматичного регенератора

Регенеруєма суміш поступає в установку по прийомному носку 1, захоплюється потоком повітря, яке виходить із сопла зі швидкістю від 40 до 45 м/с і після розгону в дифузорі 3 ударяється по ковпаку 6. У результаті цього походить дроблення окремих конгломератів і відділення плівок сполучного від зерен наповнювача. Пилоподібні частки відсмоктуються і направляються в систему очистки, а регенований пісок після обробки по пристрою для вивантаження 4 поступає у наступну аналогічну камеру для подальшої обробки.

Дослідження показали, що суха регенерація ефективна тільки для піщаносмоляних і піщаноглинистих сумішей. Встановлено також, що механічна регенерація рідкоскляних сумішей у порівнянні із пневматичною дає більш низькі результати.

Суттєвим недоліком цього методу є дроблення піщинок і велика запиленість у зоні роботи установок пневматичної регенерації. Слід зазначити, що в установках для сухої регенерації проходить інтенсивне зношування робочих органів, значне пиловидалення. Такі

установки мають високу енергоємність (до 60 кВт/т регенерату), невелику продуктивність, сприяють зменшенню зернової основи наповнювача на один клас при виході придатного піску від 40 до 60 %.

До переваг методу слід віднести невисоку вартість і простоту конструкцій установок, а також можливість регенерації піску із сумішей з різними сполучними матеріалами.

Завдання для розрахунку

Визначити основні конструктивні параметри пневматичної регенераційної установки по вихідному продукті і витраті електроенергії на відновлення 1 т піску з відпрацьованої суміші. Вся маса суміші пройшла магнітну сепарацію, дроблення, просівання.

Параметри установки - продуктивність Q ; властивості та характеристики регенеруемого матеріалу - розмір зерна $d_{\text{зер}}$; розмір зростка зерен d ; густина матеріалу $\rho_{\text{зер}}$; межа міцності зерна $\sigma_{\text{зер}}$; модуль пружності зерна $E_{\text{зер}}$; питома робота адгезії плівок сполучного до зерен кварцу $\sigma_{\text{адг}}$; межа міцності затверділого сполучного $\sigma_{\text{ког}}$; модуль пружності затверділого сполучного $E_{\text{ког}}$; питома вага плівки сполучного $\rho_{\text{плів}}$ наведені в табл. 9.2, а схема на рис. 9.2.

Таблиця 9.2

Вихідні дані для розрахунку пневматичного регенератора

Варіант	Матеріал	Q , т/год	$d_{\text{зер}}$, см	d , см	$\rho_{\text{зер}}$, кг/м ³	$\sigma_{\text{зер}}$, кг/см ²	$E_{\text{зер}}$, кг/см ²	$\sigma_{\text{адг}}$, ерг/см ²	$\sigma_{\text{ког}}$, кг/см ²	$E_{\text{ког}}$, кг/см ²	$\rho_{\text{плів}}$, кг/м ³
1	відпрацьована суміш (містить вибиті і браковані стержні, також відходи оборотної формувальної суміші)	10	0,003	0,3	2700	3200	7×10^5	151×10^3	220	3×10^4	931
2		9									
3		8									
4		7									
5		6									
6		5									
7		14									
8		13									
9		12									
10		11									

Порядок виконання роботи

Вибираємо швидкість часток піску і швидкість транспортуючого повітря з умови (передбачається руйнування зерна по площині, тобто $a = 1$) $v_{\text{крит}} \rangle v_{\text{ч}} \rangle v_{\text{ког}}$, м/с:

$$v_{\text{крит}} = \frac{\sigma_{\text{зер}}}{100} \left(\frac{3ag}{\rho_{\text{зер}} E_{\text{зер}}} \right)^{0,5}, \quad (9.10)$$

$$v_{\text{ког}} = \frac{\sigma_{\text{ког}}}{100} \left(\frac{3ag10^3}{\rho_{\text{плів}} E_{\text{ког}}} \right)^{0,5}, \quad (9.11)$$

де $g = 981 \text{ мм/с}^2$ - прискорення вільного падіння [25].

Приймаємо швидкість частки $v_{\text{ч}} \rangle v_{\text{ког}}$. Швидкість витання найбільшої частки в потоці повітря визначається по формулі, м/с:

$$v_{\text{вит}} = 5,7 \left(\frac{\rho_{\text{зер}} d_{\text{зер}}}{\rho_{\text{п}}} \right)^{0,5}, \quad (9.12)$$

де $\rho_{\text{п}} = 1,29 \text{ кг/м}^3$ - густина повітря [25].

Тоді швидкість транспортуючого повітря дорівнює, м/с:

$$v_{\text{п}} = v_{\text{ч}} + v_{\text{вит}} \quad (9.13)$$

Критична швидкість транспортуючого повітря, м/с:

$$v_{\text{крит вит}} = v_{\text{крит}} + v_{\text{вит}} \quad (9.14)$$

З огляду на наявність піщаної подушки на внутрішній поверхні відбійного щита, а також опору середовища при вильоті аеросуміші та ін., робочу швидкість повітря приймаємо рівною, м/с:

$$v_{\text{п}} = (1,3 \dots 1,5) v_{\text{крит вит}} \quad (9.15)$$

Для вибору конструктивної схеми регенератора визначимо число відбійно-стиральних циклів, необхідне для очищення зерен піску, циклів:

$$n = \frac{6\sigma_{\text{адг}}gt}{0,98 \times 10^6 d_{\text{зер}} \rho_{\text{зер}} (1 + B \cos \alpha) v_{\text{ч}} fl}, \quad (9.16)$$

де $v_{\text{ч}}$ - прийнята швидкість частинки см/с;

$\rho_{\text{зер}}$ - густина матеріалу кг/см³;

$l = 25 \text{ см}$ - шлях стирання частки за один цикл [24];

$t = 0,012 \text{ с}$ - тривалість одного циклу [24];

$f = 0,6$ - коефіцієнт тертя піску об пісок [25].

Приймаємо регенератор, який складається із двох - чотирьох секційних ліній з послідовним режимом роботи. Кількість очисних циклів дорівнює числу секцій в одній лінії ($n = 4$).

Визначаємо витрата повітря, діаметр і довжину труби розгінного пристрою. Для цього приймаємо вагову концентрацію суміші $\mu = 2,3 \text{ кг/м}^3$ і кількість відбійно-стираючих циклів, необхідних для очищення піску, $n = 4$ [24].

Витрата повітря для забезпечення заданої продуктивності регенератора, м³/год:

$$Q_{\text{п}} = \frac{1000 Q_{\text{n}}}{\mu \rho_{\text{п}}} \quad (9.17)$$

Кількість повітря, яке проходить через кожен секцію регенератора, тобто через кожен розгінну трубу, м³/год:

$$Q_{\text{п1}} = \frac{Q_{\text{п}}}{2n} \quad (9.18)$$

Площа розгінної труби визначаємо з виразу, м²:

$$F_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{п1}}}{3600 v_{\text{ч}}} \quad (9.19)$$

Звідки діаметр розгінної труби, м:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{тр}}}{\pi}} \quad (9.20)$$

Довжину розгінної труби визначаємо з умови розгону частки від нульової швидкості до $v_{\text{ч}}$ (швидкість повітря при цьому повинна бути $v_{\text{п}}$, а швидкість витання частки $v_{\text{вит}}$), м:

$$L_{\text{тр}} = \frac{v_{\text{вит}}}{2 \times 9,81} \left[(v_{\text{п}} - v_{\text{вит}}) \ln \frac{v_{\text{п}} - v_{\text{вит}}}{v_{\text{п}} - v_{\text{вит}} - v_{\text{ч}}} - (v_{\text{п}} + v_{\text{вит}}) \ln \frac{v_{\text{п}} + v_{\text{вит}}}{v_{\text{п}} + v_{\text{вит}} - v_{\text{ч}}} \right] \quad (9.21)$$

Втрати напору в розгінній трубі, кг/м²:

$$G = \frac{1000Q}{3600F_{\text{тр}}i} \quad (9.22)$$

$$H_{\text{тр}} = 0,2 \frac{\rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2}{2 \times 9,81} + \frac{Gv_{\text{п}}}{9,81} + \frac{GL_{\text{тр}}}{v_{\text{п}} - v_{\text{вит}}} + 0,02 \frac{L_{\text{тр}} \rho_{\text{п}} v_{\text{п}}^2}{2d_{\text{тр}} 9,81} (1 + 1,25\mu) \quad (9.23)$$

де $i = 2$ - число паралельних ліній у генераторі.

Повна втрата напору в регенераторі, кг/м:

$$H_{\text{пов}} = \frac{H_{\text{тр}}}{\eta_{\text{еж}}}, \quad (9.24)$$

де $\eta = 0,85$ - ККД ежектора [20].

Для визначення діаметра сопла ежектора завантажувального пристрою знаходимо швидкість повітря на виході із сопла, м/с:

$$v_{\text{пс}} = 0,95 \sqrt{\frac{2 \times 9,81 H_{\text{пов}}}{\rho_{\text{п}}}} \quad (9.25)$$

Площа поперечного перерізу сопла, м²:

$$F_{\text{с}} = \frac{Q_{\text{п1}}}{3600v_{\text{пс}}} \quad (9.26)$$

Діаметр сопла ежектора, м:

$$d_{\text{с}} = \sqrt{\frac{4F_{\text{с}}}{\pi}} \quad (9.27)$$

Вибираємо зазори у вхідного і вихідного кінців розгінної труби. Нижній зазор, мм:

$$h = \frac{D_k - d_c}{2} \operatorname{tg}45^\circ, \quad (9.28)$$

де $D_k=190$ мм - діаметр колектора розгінної труби [24].

Верхній зазор, мм:

$$Z = S_0 - l \quad (9.29)$$

де, відповідно до формули, мм

$$S_0 = \frac{0,355d_{\text{тр}}}{0,076} \quad (9.30)$$

Площа поперечного перерізу камери секції регенератора повинна відповідати відношенню:

$$\frac{F_{\text{кам}}}{F_{\text{тр}}} = 50 \dots 100, \quad (9.31)$$

де $F_{\text{тр}}$ - площа перетину розгінної труби, м².

Тоді:

$$F_{\text{кам}} = (50 \dots 100) F_{\text{тр}} \quad (9.32)$$

Витрата енергії, кВт·год/т:

$$E = E_{\text{рег}} + E_{\text{вен}} = \frac{1000q_{\text{п}} H_{\text{пол}}}{3,6\rho_{\text{п}} \eta_{\text{м}} \beta 102} + E_{\text{вен}}, \quad (9.33)$$

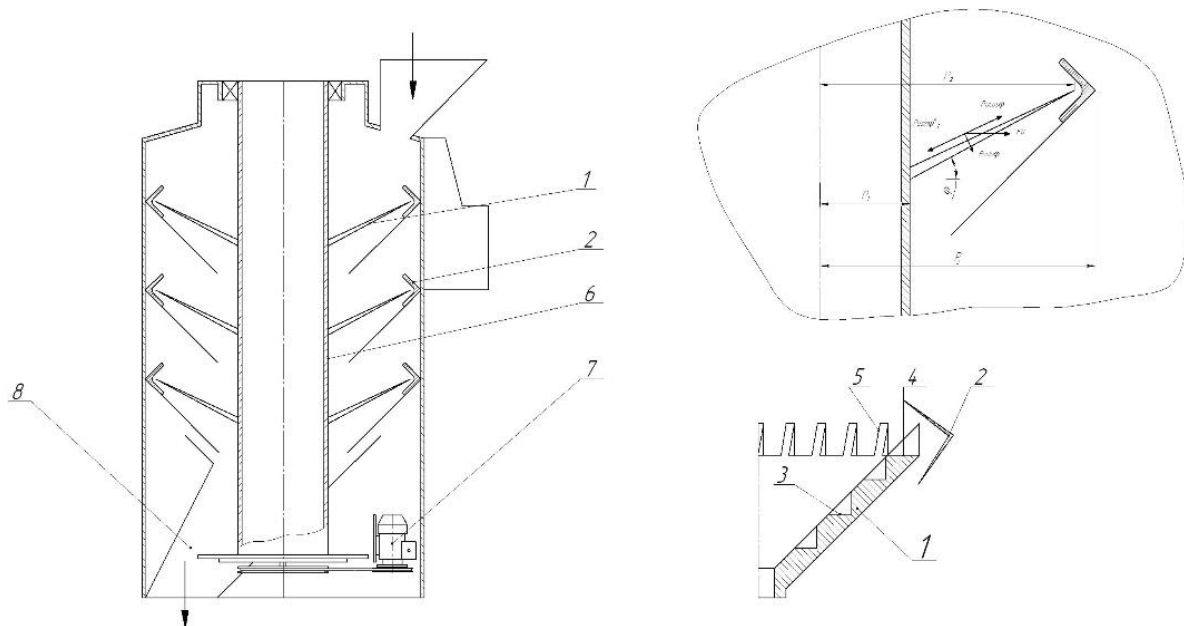
де $\eta_{\text{м}} = 0,7$ - ККД регенераційної установки [24];

$q_{\text{п}} = \frac{n}{\mu}$ - кількість повітря, яке витрачається на очищення 1 кг суміші, кг;

$E_{\text{вен}} \approx 6$ кВт·год/т - витрата енергії на вентиляцію.

9.3 Планетарний регенератор

Конструкція планетарного регенератора наведена на (рис. 9.3).



1 - конус-прискорювач; 2 - кільцева перешкода; 3 - заглиблення; 4 - горизонтальний зріз; 5 - ребра-виступи; 6 - пустотілий вал; 7 - електропривод; 8 - пристрій для видалення готового матеріалу

Рисунок 9.3 – Конструкція планетарного регенератора

Пристрій працює наступним чином: оброблюваний матеріал, розігнаний до певних швидкостей в обертовому конусі-прискорювачі 1, який закріплений на пустотілому валу 6, відкидається на кільцеву перешкоду 2, яка оточує конус [26].

На робочій поверхні конуса-прискорювача 1 виконані заглиблення 3 з горизонтальним дном. Заглиблення розташовані в шаховому порядку. На периферійній частині виконані ребра-виступи 5. Оброблюваний матеріал, розганяючись, рухається не по гладкій поверхні конуса 1, а по шару зерен піску, який перебуває в заглибленнях. У зв'язку із цим відбувається перетирання оболонок зерен по шляху їх руху до кільцевої перешкоди як за рахунок взаємного їх переміщення в заглибленнях при подоланні мікроперешкод, так і за рахунок руху порцій, які поступають по шорсткуватій поверхні шару піску. У заглибленнях має місце наступне: біля вертикальної стінки заглиблення зерна оброблюваного матеріалу витісняються, піднімаючись нагору. Після витіснення нагору з заглиблення, де на зерно впливали інші зерна, розігнані відцентровою силою по горизонтальній площині дна, піщинка потрапляє на початку площини розгону в заглиблення, розташовані в сусідньому ряду "поверхом" вище і т. п. доти, поки не будуть пройдені всі "поверхи" заглиблень. Після чого на останньому поверсі руху при виході із прискорювача пісок розганяється на горизонтальному зрізі 4 з ребрами-виступами 5. Усі ці явища в сукупності спричиняють ерозію оболонок матеріалу. Така конструкція конуса-прискорювача дозволяє збільшити ефективність регенерації піску на 25 %.

Завдання для розрахунку

Визначити кількість розгінних конусів, число обертів вертикального валу, який несе на собі розгінні конуси-тарілки, а також продуктивність регенератора.

Параметри установки - продуктивність Q ; властивості та характеристики регенеруємого матеріалу - розмір зерна $d_{\text{зер}}$; розмір зростка зерен d ; густина матеріалу $\rho_{\text{зер}}$; межа міцності зерна $\sigma_{\text{зер}}$; модуль пружності зерна $E_{\text{зер}}$; питома робота адгезії плівок сполучного до зерен кварцу $\sigma_{\text{адг}}$; межа міцності затверділого сполучного $\sigma_{\text{ког}}$; модуль пружності затверділого сполучного $E_{\text{ког}}$; питома вага плівки сполучного $\rho_{\text{плів}}$ наведені в табл. 9.3, а схема на рис.9.3.

Таблиця 9.3

Вихідні дані для розрахунку пневматичного регенератора

Варіант	Матеріал	Q т/год	d _{зер} , см	d, см	ρ _{зер} , кг/м ³	σ _{зер} кг/см ²	E _{зер} , кг/см ²	σ _{адг} , ерг/см ²	σ _{ког} , кг/см ²	E _{ког} , кг/см ²	ρ _{плів} , кг/м ³
1	відпрацьована суміш (містить вибиті і браковані стержні, а також відходи оборотної формульної суміші)	10	0,003	0,3	2700	3200	7×10 ⁵	151×10 ³	220	3×10 ⁴	931
2											
3											
4											
5											
6											
7											
8											
9											
10											

Порядок виконання роботи

Величини μ , $\nu_{\text{ког}}$, $\nu_{\text{ч}}$ приймаємо з розрахунку пневматичного регенератора, а, $p_1 = 8$ см, $p_2 = 25$ см, $l = 25$ см, $\alpha_2 = 30^\circ$, $\alpha_3 = 45^\circ$, $\phi = 45^\circ$ із рис. 9.3.

Число стираючих циклів:

$$i = \frac{6 \sigma_{\text{адг}} g p_2}{0,98 \times 10^6 d_{\text{зер}} \frac{P_{\text{зер}}}{1000} f (100 \nu_{\text{ч}})^2 l} \quad (9.34)$$

де $g = 981 \times 10^3$ мм/с² - прискорення вільного падіння [25].

$f = 0,6$ - коефіцієнт тертя піску об пісок [25].

Величину i округляємо до найближчого цілого числа. Приймаємо регенератор із i конусами.

Радіальна швидкість при сході частки з розгінного конуса, см/с:

$$\varpi = 1,42(100\nu_{\text{ч}}) \frac{\sin\alpha_2}{\cos\phi} \quad (9.35)$$

Для визначення числа обертів вертикального валу знаходимо кутову швидкість, 1/с:

$$\omega = \frac{\varpi}{\sqrt{(\cos\phi - f_1 \sin\phi)(p_2 - p_1)}} \quad (9.36)$$

Звідки число обертів, об/хв

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \quad (9.37)$$

Продуктивність регенератора по вихідному продукту, т/год:

$$Q = 3 \frac{0,995}{\mu} \omega p_2^2 \quad (9.38)$$

Контрольні запитання

1. Назвіть операції з яких складається технологічний процес приготування формувальних і стержневих сумішей?
2. З якою метою в ливарних цехах застосовують процес регенерації оборотних сумішей?
3. Чим відрізняються сушилка для сушіння в пневмопоточці від сушилок інших типів?
4. Опишіть принцип дії установок для сушіння в пневмопоточці?
5. Для яких типів сумішей ефективна суха регенерація?

РОЗДІЛ Б. ПРИГОТУВАННЯ СУМІШЕЙ

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 10 ЗМІШУВАННЯ ФОРМУВАЛЬНИХ ТА СТЕРЖНЕВИХ СУМІШЕЙ

Мета роботи – ознайомитися з конструкцією змішувача обладнання і визначити основні його конструктивні параметри.

Теоретичні відомості

Незалежно від того, у якому стані перебувають складові частини суміші (рідина, порошок, пластичне тіло), основною метою перемішування є зниження до заданого мінімуму градієнта концентрації [27]. У деяких випадках це супроводжується зниженням температурного градієнта, коли процес перемішування супроводжується тепловими явищами. Мінімальний градієнт концентрації (температури) буде, у тому випадку, коли в результаті перемішування нескінченно малі проби суміші, відібраної в будь-якому місці перемішуваної системи, вона буде мати однаковий склад. Інакше кажучи, метою перемішування є такий стан перемішуваної системи, коли в елементарно малих об'ємах проб, відібраних з різних точок об'єму системи, концентрація інгредієнтів буде відповідати концентрації останніх у системі в цілому. У деяких випадках процес перемішування супроводжується диспергуванням, тобто явищем, при якому відбуваються зміни фізичних характеристик компонентів (введення твердого наповнювача в масу смоли, зменшення розмірів часток наповнювача, розчинення барвників і т. п.).

Періодичний процес перемішування відбувається, як правило, у замкненому об'ємі перемішувального обладнання. При цьому вирішальне значення має час перемішування, який є необхідним (мінімально достатнім) для забезпечення заданої однорідності суміші. У цьому випадку продуктивність змішувального обладнання залежить від часу змішання (як правило, основного часу), завантаження, пуску, зупинки і вивантаження. Час перемішування визначається не тільки об'ємом обладнання, конструкцією робочих органів, швидкістю обертання, властивостями перемішуваних компонентів, але в значній мірі залежить від початкової орієнтації поверхонь розділу компонентів і порядку заповнення ними об'єму змішувача. Розміщення компонентів повинно забезпечувати максимальну швидкість збільшення числа поверхонь розділу компонентів.

Способи перемішування і конструкції змішувальних машин залежать від фізичного стану перемішуваних компонентів. По технологічному призначенню змішувачі поділяються на машини для перемішування рідких середовищ, твердих сипучих матеріалів, пластичних мас і гумових сумішей [28].

Для перемішування твердих сипучих (порошкоподібних) матеріалів застосовуються пневматичний, гравітаційний і механічний способи.

Пневматичне перемішування здійснюється при проходженні повітря або газу через шар перемішуваних компонентів, у зваженому, псевдо-зрідженому шарі.

Гравітаційне перемішування здійснюється різними механічними пристроями, за допомогою яких твердий сипучий матеріал піднімається на певну висоту і опускається під дією сил ваги, описуючи більш-менш складні траєкторії, перемішуючись при цьому.

Найпоширеніші в цьому випадку барабанні змішувачі, орієнтовані відповідним чином у просторі (горизонтальні з діагональною віссю або біциклічні з похилими осями).

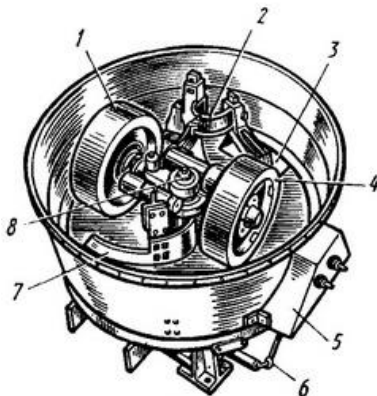
Механічний спосіб перемішування сипучих матеріалів найпоширеніший. Складний інтенсивний рух матеріалу здійснюється обертанням різних змішувачих пристроїв [28]. До них відносять одно- і двовальні лопаткові змішувачі, шнекові змішувачі, які забезпечують складний рух матеріалу, і т.п. Перемішування неньютонівських середовищ (пластичні маси, термопласти, гумові суміші і т.п.) здійснюється в основному різним механічним перемішувальним обладнанням, яке також забезпечує складне і інтенсивне переміщення компонентів. До такого обладнання відносяться валкові і черв'ячні (одно- і двочерв'ячні машини), дискові екструдери, одно- і двороторні змішувачі та інше устаткування.

10.1 Змішувач періодичної дії з вертикальними катками

Заключний і найбільш відповідальний етап приготування формувальних і стержневих сумішей полягає в змішуванні їх складових частин, після чого формувальні суміші для сирих форм додатково піддаються розпушенню.

У якості змішувальних машин у сучасних сумішоприготувальних установках використовують каткові змішувачі, з яких головними є нормальні змішувачі бігуни, здвоєні бігуни і маятникові змішувачі [28].

Нормальні змішувачі бігуни, системи Сімпсона (рис. 10.1) мають нерухому чашу і два гладкі котки 1 і 4, які котяться по шару матеріалу завантаженому в чашу. Котки описуючи кола навколо центрального вертикального валу і у той же час обертаються навколо власної осі. За допомогою плужків 2 і 7 змішуваний матеріал направляється під котки.



1, 4 - катки; 2, 7 - плужки; 3 - вікно в дні чаші; 5 - кожух; 6 - тяга; 8 - вертикальний вал

Рисунок 10.1 – Змішувачі бігуни з вертикальними катками системи Сімпсона

Наїжджаючи на суміш, яка знаходиться на дні чаші бігунів, котки своєю вагою тиснуть на неї; суміш деформується і частково вижимается з-під котків уперед і в боки. При цьому проходить взаємне переміщення зерен і розподіл складових частин у суміші і її склад стає більш рівномірним.

Котки змішувальних бігунів змонтовані на кривошипях, що дає їм можливість підніматися при наїжджанні на випадкові тверді грудки. Кривошипи котків мають кронштейни із упорними регулюючими гвинтами, які опираються на траверсу.

Ці гвинти обмежують переміщення котків униз і тим самим встановлюють розмір мінімального зазору між котками і дном чаші, який запобігає дробленню зерен піску.

Після перемішування заміс видається з бігунів через розвантажувальне вікно 3, яке відкривається і закривається за допомогою пневмоциліндрів і тяги 6. Складові (пісок, вода і глина) завантажуються в бігуни дозаторами. Тривалість перемішування порції суміші залежить від її призначення, складу і становить для єдиної формувальної від 2 до 4 хв, облицювальної від 2 до 9 хв і стержневої від 2 до 10 хв.

Нормальні змішувачі бігуни дозволяють отримувати високу якість перемішування складових частин формувальних і стержневих сумішей. Вони рівномірно розподіляють складові частини в масі суміші і забезпечують необхідне огортання піщаних зерен оболонками вологої глини або іншого сполучного.

Завдання для розрахунку

Параметри змішувача періодичної дії з вертикальними катками – продуктивність змішувача Q , висота шару суміші, який лежить між крайньою нижньою точкою котка і днищем чаші h_1 , висота шару суміші, яка затягується під котки h_2 , геометричні параметри, які характеризує розміри, кут, нахил, конфігурацію і положення плужків $h'_1, h'_{(2)}, h'_{2(1)}, h'_{(3)}, r_{1(1)}, r_{1(2)}, r_{1(3)}, r_{2(1)}, r_{2(2)}, r_{2(3)}, r_{3(1)}$, час перемішування t ; властивості та характеристики суміші – міцність суміші в сирому стані σ наведені в табл. 10.1

Таблиця 10.1

Вихідні дані для розрахунку змішувача періодичної дії з вертикальними конками

Варіант	Q , м ³ /год	h_1 , мм	h_2 , мм	t , хв	h'_1	h'_2	$h'_{2(1)}$	$h'_{(3)}$	$r_{1(1)}$	$r_{1(2)}$	$r_{1(3)}$	$r_{2(1)}$	$r_{2(2)}$	$r_{2(3)}$	$r_{3(1)}$	σ , кг/см ²
1	5,1	20	75	6	0,23	0,25	0,06	0,25	0,23	0,71	0,975	0,4	0,985	1,18	0,5	0,35
2	5,2															
3	5,3															
4	5,4															
5	5,5															
6	5,6															
7	5,7															
8	5,8															
9	5,9															
10	6															

Порядок виконання роботи

Діаметр котка, мм:

$$D_k \approx (11 \dots 12) h_2 \quad (10.1)$$

Ширина котка, мм:

$$b_k = \left(\frac{1}{3,25} \dots \frac{1}{5} \right) D_k \quad (10.2)$$

Вага котка, кг:

$$G_k = q b_k, \quad (10.3)$$

де $q = 32$ кг/см - погонне навантаження [18].

Об'єм замісу, м³:

$$V_{\text{зам}} = \frac{Qt}{60} \quad (10.4)$$

Діаметр чаші, м:

$$D_k = 0,85 \sqrt{\frac{4V_{\text{зам}}}{\pi(h_1+h_2)}} \quad (10.5)$$

Висоту чаші Н приймаємо у відповідності по ГОСТ рівною 400 мм.

Число обертів котка (за умови, що швидкість точок, які лежать на його утворюючій, перебуває в межах $v_k = 1,4 \dots 2,2$ м/с), об/хв:

$$n_k = \frac{60v_k}{\pi D_k} \quad (10.6)$$

Число обертів вертикального валу, об/хв:

$$n_B = n_k \frac{D_k}{D_{\text{cp}}}, \quad (10.7)$$

де D_{cp} - середній діаметр окружності, м по який рухається коток, $D_{\text{cp}} = D_{\text{ч}} - \left(\frac{b_k}{2} + 10 \dots 20 \right)$.

Потужність, що витрачає на кочення котків, кВт:

$$N_{\text{коч}} = G_k \frac{2(l_1 + l_2)}{102D_k} a\omega, \quad (10.8)$$

де l_1 і l_2 - відстань від осі обертання до центра відповідних котків, м;

$$l_1 = b_k + 0,5 \quad (10.9)$$

$$l_2 = (1,15 \dots 1,25)l_1 \quad (10.10)$$

a - розрахунковий параметр:

$$a = (h_1 + h_2)\lambda, \quad (10.11)$$

λ - розрахунковий параметр:

$$\lambda = 0,8 + 3,2\sigma, \quad (10.12)$$

ω - кутова швидкість вертикального валу, с^{-1} :

$$\omega = \frac{\pi n_B}{30} \quad (10.13)$$

Потужність, яка витрачається на ковзання котків, кВт:

$$N_k = \frac{f G_k B \omega}{2 \times 102}, \quad (10.14)$$

де f - коефіцієнт тертя котка по суміші [28];

B - розрахунковий параметр:

$$B = (R_3 + R_1) = \left(l + \frac{b_k}{2} \right) - \left(l - \frac{b_k}{2} \right) \quad (10.15)$$

Потужність, яка витрачає на переміщення плужків, кВт:

$$N_{пл} = \frac{KA\omega^2 G_{зам}}{102}, \quad (10.16)$$

де A - геометричний параметр, який характеризує розміри, кут, нахил, конфігурацію і положення плужків (рис. 10.2), m^4 ;

$G_{зам}$ - вага замісу, кг.

$$A = \frac{1}{3} \left[h_1 (r_{2(1)}^3 - r_{1(1)}^3) + h_{2(1)} (r_{3(1)}^3 - r_{2(1)}^3) + h_{(2)} (r_{2(2)}^3 - r_{1(2)}^3) + h_{(3)} (r_{2(3)}^3 - r_{1(3)}^3) \right] \quad (10.17)$$

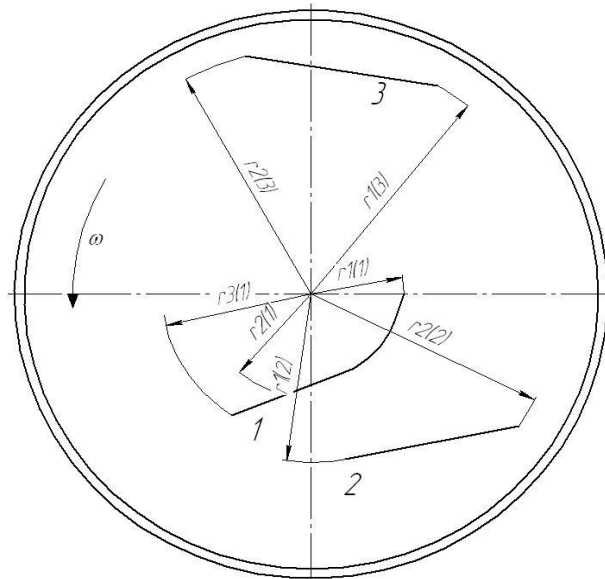


Рисунок 10.2 – До розрахунку потужності каткового змішувача (схема розташування робочих плужків)

$$G_{зам} = V_{зам} \delta_0, \quad (10.18)$$

де $\delta_0 = (1,0 \dots 1,2) \times 10^3$ кг/м³ - об'ємна вага суміші [28]

Потужність двигуна змішувача, кВт:

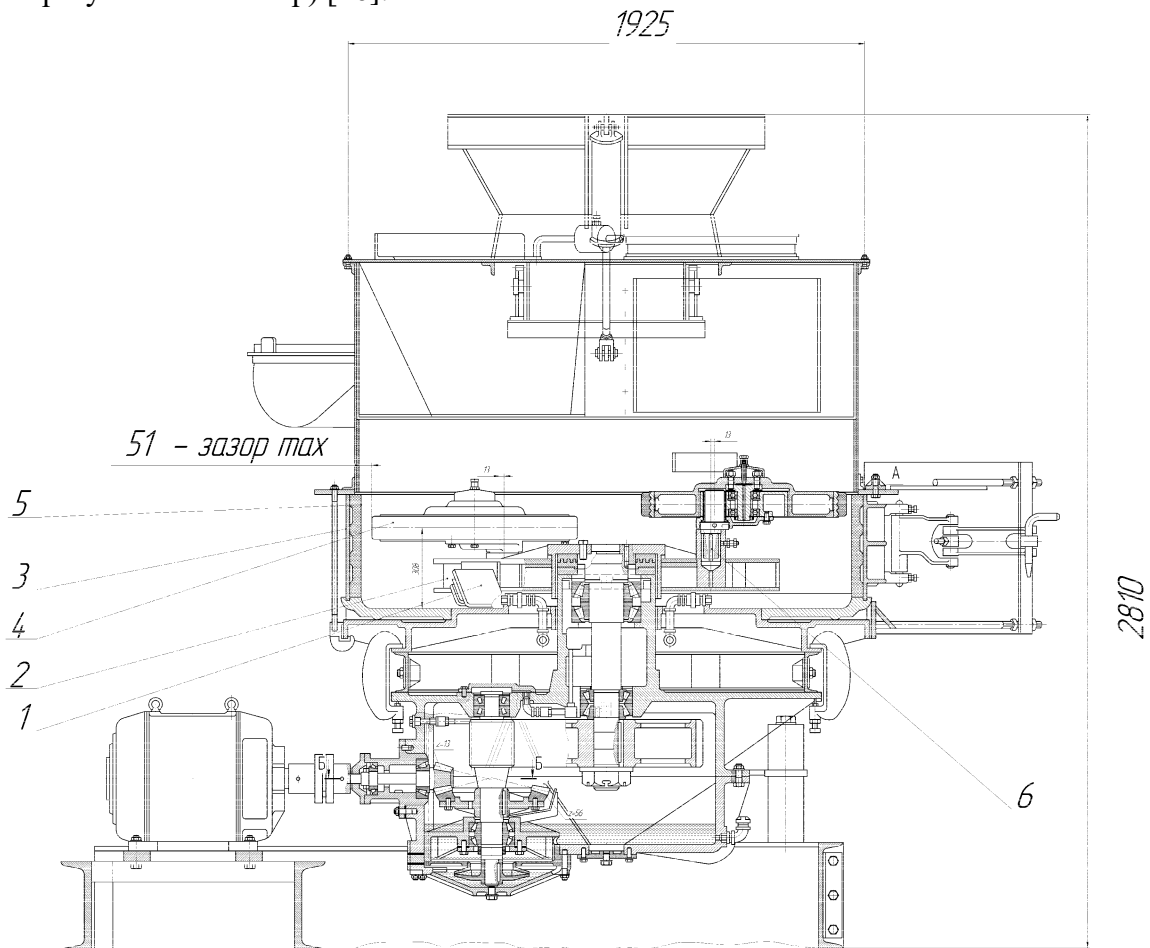
$$N_{дв} = k_y (N_{коч} + N_k + N_{пл}) \frac{1}{\eta}, \quad (10.19)$$

де $k_y = 1,0 \dots 1,2$ - коефіцієнт потужності, який враховує також можливі перевантаження машини [18];

$\eta = 0,85 \dots 0,95$ - ККД, який враховує втрати в приводі змішувача та інші [18].

10.2 Відцентровий змішувач

Принцип дії відцентрового змішувача (рис. 10.3) полягає в наступному. На роторі 2, який обертається біля вертикальної осі, на маятниках або кривошипах 6 змонтовані два або три котки 4, розташовані у горизонтальних площинах на різних рівнях. При обертанні ротора котки під дією відцентрових сил відхиляються на маятниках до борта чаші 3. Завдяки особливому обмежувальному пристрою котки не контактують з бортом чаші (зберігається невеликий регульований зазор) [20].



1 - плужки; 2 - ротор; 3 - чаша; 4 - котки; 5 - гума; 6 - спеціальні кривошипи; 7 - вентилятор (на рисунку не показано)

Рисунок 10.3 – Відцентровий змішувач

Складові частини змішувача, завантажені в змішувач зверху скидаються з ротора відцентровою силою в кільцевий простір між ротором і бортом чаші. Далі вони піднімаються із дна чаші за допомогою плужків 1, укріплених на роторі, число яких відповідає числу котків. Матеріал підгортається плужками і подається ними у вигляді потоків, які рухаються по циліндричному борту чаші, під проїжджаючи по них котки. Котки і циліндричний борт чаші облицьовані гумою. Змішувач продувається повітрям від вентилятора, яке сприяє охолодженню і видаленню пилу із суміші.

У відцентровому змішувачі плужки зі значною швидкістю кидають суміш на гумову поверхню борта чаші, по якому суміш рухається по колу і за рахунок відцентрової сили притискається до нього. При цьому приграничний шар суміші, який прилягає до борта чаші, гальмується тертям об гумову поверхню борту. Чим далі знаходиться елементарний шар потоку суміші від гуми борту чаші, тим менше позначається це гальмування.

Отже, у потоці суміші, який рухається по поверхні борту чаші, відбувається взаємне ковзання елементарних шарів потоку відносно один одного, тобто перетирання суміші.

Ця перетираюча дія і є елементом робочого процесу відцентрового змішувача, який забезпечує перемішування і огортання піщаних зерен суміші вологою глинистою складовою. Роль котків у цьому змішувачі є підсобною.

Видача готового замісу проходить через вікно, яке відкривається у борті чаші.

Через те, що ротор відцентрового змішувача обертається приблизно втричі швидше, ніж вертикальний вал звичайних змішувачих бігунів, тривалість обробки в них замісу значно менше. Так, для єдиної формувальної суміші цикл обробки, включаючи завантаження складових частин і видачу замісу становить 1,5 хв, а для облицювальної і стержневої сумішей - до 3 хв. Об'єм замісу маятникових змішувачів від 0,25 до 2 м³.

Завдання для розрахунку

Параметри змішувача періодичної дії з горизонтальними катками – продуктивність змішувача Q, частота обертів двигуна n_{дв}, зазор між котком і чашею e, відстань між котками a, геометричні параметри, які характеризує розміри, кут, нахил, конфігурацію і положення плужків h₆₀, h'₆₀, h₄₅, h', r'₆₀, r'₃₀, r''₆₀, r'₄₅, r''₄₅, час перемішування t; властивості та характеристики суміші – міцність суміші в сирому стані σ наведені в табл. 10.2.

Таблиця 10.2

Вихідні дані для розрахунку змішувача періодичної дії з горизонтальними катками

Варіант	Q, м ³ /год	n _{дв} , об/хв	e, мм	a, мм	t, хв	h ₆₀ , м	h' ₆₀ , м	h ₄₅ , м	h', м	r' ₆₀ , м	r ₃₀	r'' ₆₀ , м	r' ₄₅ , м	r ₄₅ , м	r'' ₄₅ , м	σ, кг/см ²
1	22,7	1460	25	260	1	0,034	0,136	0,193	0,218	0,68	0,41	0,94	0,74	0,68	0,985	0,70
2	23															
3	23,3															
4	23,6															
5	23,9															
6	24															
7	24,3															
8	24,6															
9	24,9															
10	25															

Об'єм замісу, м³:

$$V_3 = \frac{Qt}{60} \quad (10.20)$$

Об'єм чаші приймаємо рівним, м³:

$$V_ч = 3,2V_3 \quad (10.21)$$

Діаметр чаші, м:

$$D_ч = \sqrt{\frac{4V_ч}{\pi H_ч}}, \quad (10.22)$$

де H_ч - робоча висота чаші (приймається рівною H_ч = 460 мм) [24].

Визначаємо швидкість руху суміші по стінках чаші. Абсолютну швидкість суміші (для плужка при $\alpha = 60^\circ$, $\alpha_1 = 30^\circ$) приймаємо рівної $v_{\text{абс60}} = 6,3$ м/с [24].

Колова швидкість суміші, м/с:

$$v_{\text{кол}} = \frac{v_{\text{абс60}}}{\cos \alpha_1} \quad (10.23)$$

Відносна швидкість суміші (для плужка при $\alpha = 60^\circ$, $\alpha_1 = 30^\circ$), м/с:

$$v_{\text{від60}} = v_{\text{кол}} \sin \alpha_1 \quad (10.24)$$

Абсолютна швидкість суміші (для плужка при $\alpha = 45^\circ$, $\alpha_1 = 45^\circ$), м/с:

$$v_{\text{від45}} = v_{\text{кол}} \cos \alpha_1 \quad (10.25)$$

Відносна швидкість суміші, м/с:

$$v_{\text{від45}} = v_{\text{кол}} \sin \alpha_1 \quad (10.26)$$

Визначаємо розміри котків змішувача, мм:

$$D_{\text{к}} = \frac{D_{\text{ч}}}{2} - e - \frac{a}{2}, \quad (10.27)$$

де $D_{\text{ч}}$ - діаметр чаші змішувача, мм;

e - зазор між котком і чашею, мм;

a - відстань між котками, мм.

Приймаємо $D_{\text{к}} = 810$ мм. Ширина котків з конструктивних міркувань приймається $b_{\text{к}} = 100$ мм [24].

Виконуємо кінематичний розрахунок змішувача. Число обертів ротора (вертикального вала) змішувача визначається по швидкості часток суміші, об/хв:

$$n_{\text{рот}} = \frac{60v_{\text{кол}}}{\pi(D_{\text{ч}} - \delta)}, \quad (10.28)$$

де $\delta = 0,025$ м - зазор між кромками скребків і обичайкою чаші [20].

Загальне передавальне відношення привода змішувача (рис. 10.4):

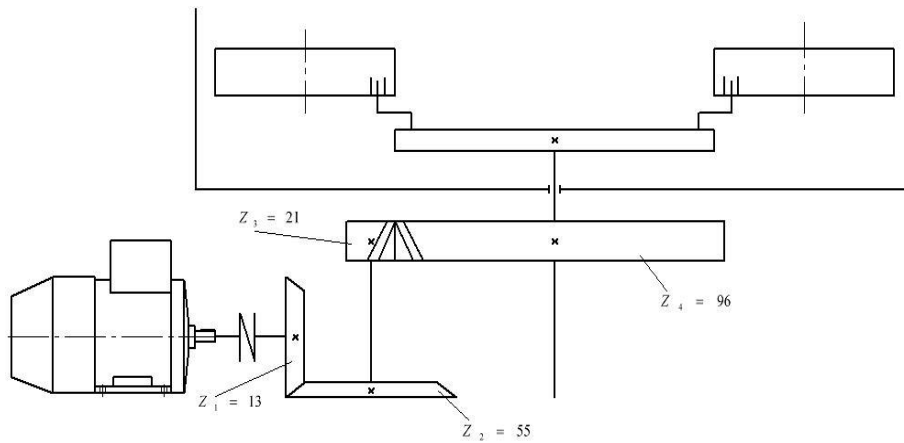


Рисунок 10.4 – Кінематична схема відцентрового змішувача

$$i = \frac{n_{\text{рот}}}{n_{\text{дв}}} \quad (10.29)$$

$$i_{\text{заг}} = i_{\text{кон}} i_{\text{цил}}, \quad (10.30)$$

де $i_{\text{кон}} = \frac{z_1}{z_2}$; $i_{\text{цил}} = \frac{z_3}{z_4}$ - відповідно передавальне відношення циліндричної трибової і конічної трибової передачі.

Число обертів котка може бути визначене з умови перекочування його без ковзання по шару суміші, яка утримується на стінках чаші, об/хв:

$$n_{\text{кот}} = n_{\text{рот}} \frac{\pi(D_{\text{ч}} - 2e)}{\pi D_{\text{к}}} \quad (10.31)$$

Потужність, необхідна для перемішування плужків, кВт:

$$N_{\text{пл}} = \frac{k A \omega_{\text{рот}}^2 G_3}{102}, \quad (10.32)$$

де $k = 0,7 + 3\sigma$ - коефіцієнт, який враховує властивості суміші, кг/м³;

A - геометричний параметр плужків, м⁴;

G_3 - вага замісу, кг:

$$G_3 = V_3 \delta_0 \quad (10.33)$$

$\delta_0 = (1,0 \dots 1,2) \times 10^3$ кг/м³ - питома вага суміші [19];

$\omega_{\text{рот}}$ - частота обертів ротора:

$$\omega_{\text{рот}} = \frac{\pi n_{\text{рот}}}{30} \quad (10.34)$$

$$A = \frac{1}{3} \left[h_{60^\circ} (r_{60^\circ}'^3 - r_{60^\circ}^3) + h'_{60^\circ} (r_{60^\circ}''^3 - r_{60^\circ}'^3) + h_{45^\circ} (r_{45^\circ}'^3 - r_{45^\circ}^3) + h'_{45^\circ} (r_{45^\circ}''^3 - r_{45^\circ}'^3) \right] \quad (10.35)$$

Розміри h_{60° , h'_{60° , h_{45° , h'_{45° , а також r_{60° , r'_{60° , r''_{60° , r_{45° , r'_{45° , r''_{45° вказані на рис. 10.5.
Тягове зусилля, яке діє на коток, кг:

$$P = F \frac{a'}{\frac{D_k}{2}} \quad (10.36)$$

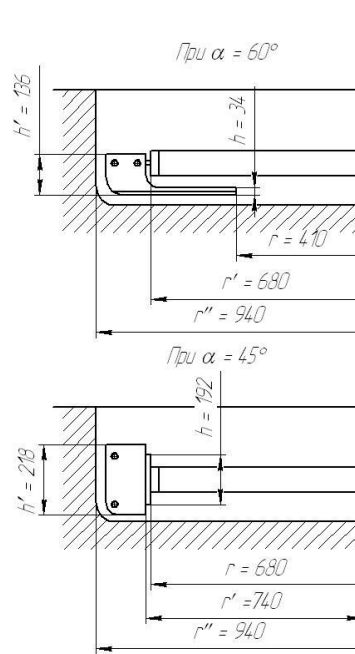


Рисунок 10.5 – До розрахунку потужності відцентрового змішувача
де F - центробіжна сила, з якою каток притискається до шару суміші на боковій поверхні чаші, кг:

$$F = \frac{G_k \pi^2 n_{\text{рот}}^2}{900g} R, \quad (10.37)$$

$G_k = 275$ кг - вага котків [20];

$n_{\text{рот}}$ - число обертів ротора;

R - радіус кола, яке проходить через центри ваги котків ($R = 0,54$ м) [24];

a' - плече тертя перекочування ($a' = 2,8$ см) [24];

D_k - діаметр котка;

v_k - колова швидкість руху котка по внутрішній бічній поверхні чаші, м/с:

$$v_k = \frac{\pi D_k n_k}{60} \quad (10.38)$$

Потужність яка витрачається на переміщення катка, кВт:

$$N = \frac{P v_k i_k}{102}, \quad (10.39)$$

де $i_k = 2$ - кількість катків.

Потужність двигуна відцентрового змішувача, кВт:

$$N_{\text{дв}} = \frac{N_{\text{пл}} + N_{\text{кат}}}{\eta}, \quad (10.40)$$

де $\eta = 0,85$ - ККД привода машини, який враховує також втрати потужності на тертя ротора по суміші [18].

10.3 Лопатковий змішувач безперервної дії

Лопатковий змішувач (рис. 10.6) представляє з себе коритоподібний корпус, усередині якого обертаються два горизонтальних вали з насадженими на них лопатами (рис. 10.7).

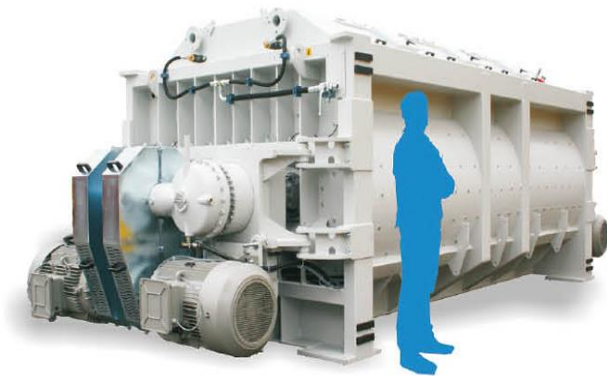


Рисунок 10.6. – Загальний вид лопаткового змішувача

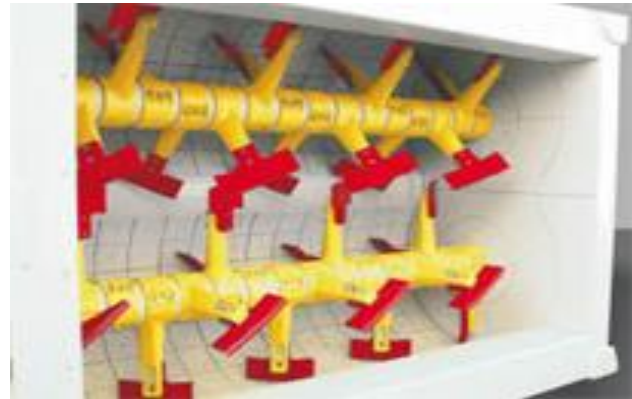


Рисунок 10.7. – Горизонтальні вали з насадженими на них лопатками

При обертанні валів гвинтоподібні лопатки захоплюють матеріал і переміщують його як по окружності, так і уздовж корпуса змішувача. Завдяки цьому, а також тертю об стінки корита частки матеріалу перемішуються. При перемішуванні матеріал розріджується лопатами і перекидається ними [28].

У змішувачах періодичної дії перемішування виконується протягом певного часу. При цьому матеріал уздовж корита не переміщується, а піднімається лопатами нагору. Замість вивантажується або шляхом повороту корита, або через днище.

Лопаткові змішувачі безперервної дії мають високу продуктивність, тому що в них можна виключити із загального циклу час, який іде на непродуктивні операції, пов'язані із завантаженням матеріалів і вивантаженням готової суміші. Безперервність дії змішувачів дозволяє надійно автоматизувати весь комплекс сумішопріготувальних операцій.

Залежно від виду зв'язуючої речовини, а також від фізико-механічних властивостей одержуваної суміші, кут установки лопаток можна змінювати, у результаті чого міняється крок гвинтової лінії і швидкість переміщення матеріалів уздовж змішувача, а отже тривалість перемішування (у змішувачах безперервної дії). У цих же змішувачах кілька останніх пар лопаток повернені так, щоб створювати зустрічний рух матеріалу. Це викликає підпір суміші і підтримує потрібну висоту шару матеріалу в кориті.

У змішувачах безперервної дії завантажені матеріали і суміш безупинно переміщуються уздовж корита, причому тверді компоненти завантажуються в голові змішувача (зона сухого перемішування), рідкі - на середній ділянці (зона зволоження), а остаточне перемішування відбувається на самій довгій ділянці змішувача, у його кінці, ближче до вивантажувального отвору (зона вологого перемішування).

Основним недоліком лопаткових змішувачів є те, що готуєма суміш перетирається і ущільнюється при перемішуванні в дуже малій мірі і повне обволіканні зерен піску глинистою оболонкою не відбувається.

Із цієї причини лопаткові змішувачі не одержали широкого поширення і застосовуються переважно тоді, коли технологічно можливо приготування наповнювальних

або єдиних сумішей з невеликим відсотком свіжих матеріалів, а також для приготування рідких самотвердіючих сумішей (РСС) і холоднотвердіючих сумішей (ХТС) [28].

Разом з тим у цих змішувачів є ряд переваг:

- простота конструкції і надійність дії;
- невелике споживання енергії і висока продуктивність.

Завдання для розрахунку

Параметри лопаткового змішувача безперервної дії – продуктивність змішувача Q , ширина лопатки h , кількість пар лопаток i_l , кількість обертів двигуна $n_{дв}$, геометричні параметри, які характеризує розміри, конфігурацію і положення лопаток r_1 , r_2 , час перемішування t ; властивості та характеристики суміші - міцність суміші в сирому стані σ наведені в табл. 10.3 і на рис. 10.8.

Таблиця 10.3

Вихідні дані для розрахунку змішувача періодичної дії з горизонтальними конками

Варіант	Q , м ³ /год	$n_{дв}$, об/хв	i_l , мм	t , хв	h , м	r_1 м	r_2 м	σ , кг/см ²
1	42	1460	18	2,5	0,05	0,05	0,34	0,35
2	44							
3	46							
4	48							
5	50							
6	52							
7	54							
8	56							
9	58							
10	60							

Порядок розрахунку

Масова ємкість змішувача, кг:

$$G_{сум} = \frac{1000 Q t}{60} \quad (10.41)$$

Об'ємна ємкість змішувача, м³:

$$V_{сум} = \frac{G_{сум}}{\delta_0}, \quad (10.42)$$

де $\delta_0 = (1,0 \dots 1,2) \times 10^3$ кг/м³ - питома вага суміші [28].

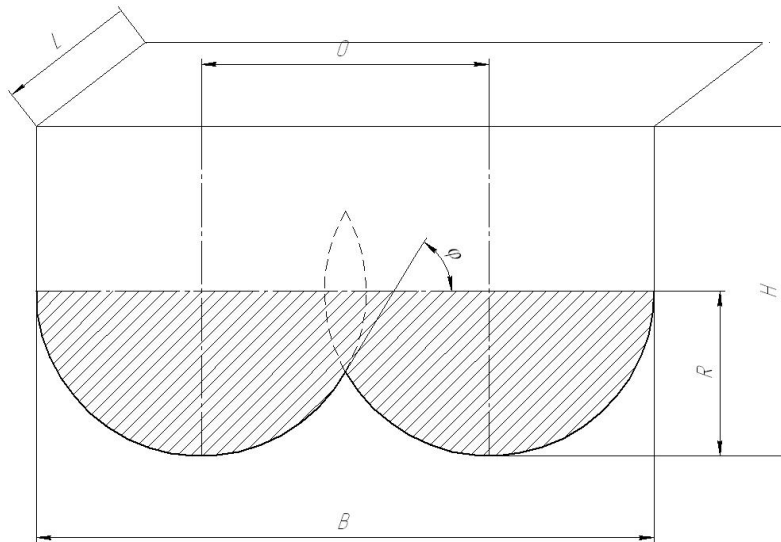


Рисунок 10.8 – До розрахунку лопаткового змішувача безперервної дії
Радіус корпусу змішувача, м:

$$R = \sqrt[3]{\frac{V_{\text{сум}}}{\psi 2i_{\text{л}} 2\cos\phi}}, \quad (10.43)$$

де $\phi = 45^\circ$ - кут нахилу лопаток до горизонту [28];

$\psi = 0,8$ - коефіцієнт наповнення корпусу змішувача [28];

$2i_{\text{л}}$ - загальна кількість пар лопат.

Ширина корпусу змішувача, м:

$$B = 2R (\cos\phi + 1) \quad (10.44)$$

Робоча довжина корпусу, м:

$$L_{\text{роб}} = 0,1 \times 2i_{\text{л}} B \quad (10.45)$$

Висота корпусу змішувача, м:

$$H = 2,4R \quad (10.46)$$

Кінематичний розрахунок змішувача

Вали повинні обертатися зустрічно, при цьому число їхніх обертів повинно становити, об/хв:

$$n_{\text{в}} = \left(\frac{96}{G_{\text{сум}}} + 52 \right) \quad (10.47)$$

Передаточне число редуктора:

$$I_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{в}}}{n_{\text{дв}}}, \quad (10.48)$$

Потужність двигуна змішувача, кВт:

$$N_{\text{дв}} = k_y \frac{k A \omega^2 G_{\text{сум}} 2i_{\text{л}}}{102\eta}, \quad (10.49)$$

де η - ККД редуктора і передач ($\eta = 0,85$) [18];

ω - кутова швидкість обертання валів, 1/с:

$$\omega = \frac{\pi n_{\text{в}}}{30} \quad (10.50)$$

A – геометричний параметр плужків, м⁴:

$$A = \frac{1}{3} h (r_2^3 - r_1^3) \quad (10.51)$$

Силовий розрахунок змішувача

Обертний момент на кожному валу, кг·см:

$$M_{\text{об}} = 71620 \frac{1,36 N_{\text{дв}}}{2n_{\text{дв}} I_{\text{ред}}} \quad (10.52)$$

Обертне зусилля, кг:

$$P = \frac{M_{\text{об}}}{R'} \quad (10.53)$$

де $R' \leq R$ – максимальний радіус обертання лопатки

Найбільший згинальний момент, який діє по середині вала, кг·см:

$$M_3 = \frac{PL_{\text{роб}}}{4} \quad (10.53)$$

Розрахунковий момент, кг·см:

$$M_{\text{роз}} = \sqrt{M_3^2 + 0,75M_{\text{об}}^2} \quad (10.54)$$

Діаметри валів змішувача, см:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{роз}}}{0,1[\sigma]_3}}, \quad (10.55)$$

де $[\sigma]_3 = 700$ кг/см² - міцність матеріалу вала на згинання [11].

10.4 Барабанный змішувач

Найбільш простий і розповсюджений вид змішувачів для змішування формувальних сумішей – барабанный змішувачі (рис. 10.9). Основні типи барабанных змішувачів для сипучих матеріалів наведені на рис. 10.10 [28]. Найпростіший по конструкції змішувач (рис. 10.10 а) представляє собою горизонтально розташований циліндричний барабан із цапфами на торцях. При обертанні барабана сипучий матеріал, який перебуває в ньому, пересипається і завдяки відносному зсуву шарів переміщується у вертикальній площині. Для здійснення поздовжнього (вздовж утворюючої барабана) зсуву матеріалу вісь обертання розташовують похило до утворюючої барабана (рис. 10.10 б) або перпендикулярно утворюючої барабана (рис. 10.10 в), застосовують V-подібні барабани (рис. 10.10 г), які гойдаються з комбінованим обертанням (рис. 10.10 д), конічні (рис. 10.10 е) і з гранями (рис. 10.10 ж).



Рисунок 10.9 – Загальний вид барабанного змішувача

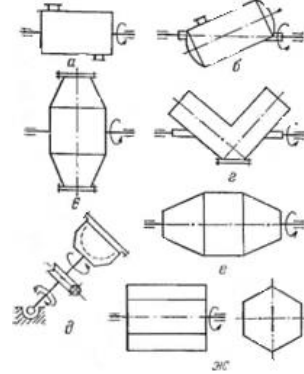


Рисунок 10.10 – Схеми основних типів барабанных змішувачів

Змішування в барабанному змішувачі складається з наступних елементарних процесів:

- 1) переміщення шарів матеріалу при збільшенні нахилу його вільної поверхні до значення, яке перевищує кут природного укосу; при цьому шари матеріалу ковзають один по одному, розсипаючись на окремі частки, які впроваджуються в сусідні шари (конвективне змішування);
- 2) поступове проникнення часток різних компонентів через знову утворенні границі розділу (дифузійне змішування);
- 3) скупчування і агломерація часток однакової маси, складу в окремих частинах камери змішувача (процес агрегації).

При змішуванні сипучих матеріалів у барабані змішувача одночасно протікають всі зазначені елементарні процеси. Однак ступінь їхнього впливу в різні періоди змішування неоднакова.

Барабанный змішувачі - тихохідні машини, тому що окружна швидкість обертання барабана звичайно не перевищує від 0,17 до 1,0 м/с. При більших окружних швидкостях виникаючі відцентрові сили стають рівними силам ваги, і рух матеріалу припиняється.

Ступінь заповнення барабана змішувача із циліндричним корпусом повинна становити не менш 30 і не більше 70 %. При малому ступені заповнення (від 3 до 10 %) матеріал сковзає суцільним шаром по внутрішній поверхні барабана [28].

При горизонтальному розташуванні осі обертання барабана в матеріалі не виникає інтенсивного поздовжнього перемішування, хоча в ньому спостерігається повільне поздовжнє переміщення часток. Поява деякого поздовжнього переміщення пов'язана з тим, що частки, які сковзають у напрямку, нормальному до осі обертання барабана, за рахунок випадкових зіткнень із іншими частками відхиляються від прямолінійної траєкторії в ту або іншу сторону. Процес поздовжнього переміщення зовні подібний із процесом молекулярної дифузії в рідинах і газах. Однак внаслідок набагато менших швидкостей часток він протікає дуже повільно. Тому для збільшення швидкості поздовжнього переміщення в корпусі барабанных

змішувачів з горизонтальною віссю звичайно встановлюють спеціальні транспортуючі механізми (стрічкові черв'яки, гвинтові мішалки і т.п.).

При проектуванні циліндричних сталевих барабанів їхні зовнішні діаметри вибирають із наступного ряду чисел: 400, 500, 600, 700, 800, 900, 1000, 1100, 1200, 1400, 1600, 1800, 2000, 2200, 2400, 2800, 3000, 3200, 3400, 3600, 3800, 4000 мм.

Завдання для розрахунку

Параметри барабанного змішувача - продуктивність змішувача Q , колова швидкість барабана v , швидкості ковзання котка щодо поверхні барабана v_k , товщина металевого листа, з якого виготовлена обичайка δ_l , густина металу листа обичайки, ρ_m , число обертів валу зрихлювача $n_{зрих}$, відстань між осями бандажів l_0 , – відповідно зовнішній і внутрішній діаметри барабана D і d , геометричні параметри, які характеризує розміри, конфігурацію і положення лопаток h, r_1, r_2, \dots , час перемішування t ; властивості та характеристики суміші - міцність суміші в сирому стані σ наведені в табл. 10.4.

Таблиця 10.4

Вихідні дані для розрахунку змішувача періодичної дії з горизонтальними конками

Варіант	Q , м ³ /год	$n_{зрих}$, об/хв	v , м/с	$v_{ск}$, м/с	t , хв	δ_l , см	ρ_m , т/м ³	h , м	r_1 , м	r_2 , м	l_0 , м	D , м	d , м	σ , кг/см ²
1	11	150	1,57	0,2	2,5	1,5	7,8	0,05	0,035	0,2	2,83	1,0	0,98	0,70
2	12													
3	13													
4	14													
5	15													
6	16													
7	17													
8	18													
9	19													
10	20													

Порядок виконання роботи

Масова ємкість змішувача визначається по заданій його продуктивності, кг:

$$G_{сум} = \frac{1000 Q t}{60} \quad (10.57)$$

Об'єм барабана змішувача, м³:

$$V_6 = 4,0 \frac{G_{сум}}{\delta_0}, \quad (10.58)$$

де $\delta_0 = (1,0 \dots 1,2) \times 10^3$ кг/м³ - питома вага суміші [28].

Діаметр барабана, м:

$$D_6 = \frac{4v^2}{\pi^2}, \quad (10.59)$$

де v - колова швидкість барабана.

Довжина барабана, м:

$$L_6 = \frac{4V_6}{\pi D_6^2} \quad (10.60)$$

Діаметр котка змішувача може бути визначений після знаходження висота шару h_2 , що підлягає затягуванню під коток (при $h_1 = 30$ мм), м:

$$h_2 = \frac{3G_{\text{сум}}\psi}{2\pi D_6 L_6 \delta_0} - h_1, \quad (10.61)$$

де $\psi = 0,6$ - коефіцієнт наповнення корпусу змішувача [28].

$$D_k = 11h_2 \quad (10.62)$$

Кінематичний розрахунок змішувача

Число обертів барабана, об/хв:

$$n_6 = 30 \sqrt{\frac{1}{D_6}} \quad (10.63)$$

Число обертів котка при швидкості ковзання його щодо поверхні барабана, об/хв:

$$n_k = \frac{D_6 n_6 - 60v_{\text{ск}}}{D_k} \quad (10.64)$$

де $v_{\text{ск}}$ - швидкість ковзання котка відносно поверхні барабана.

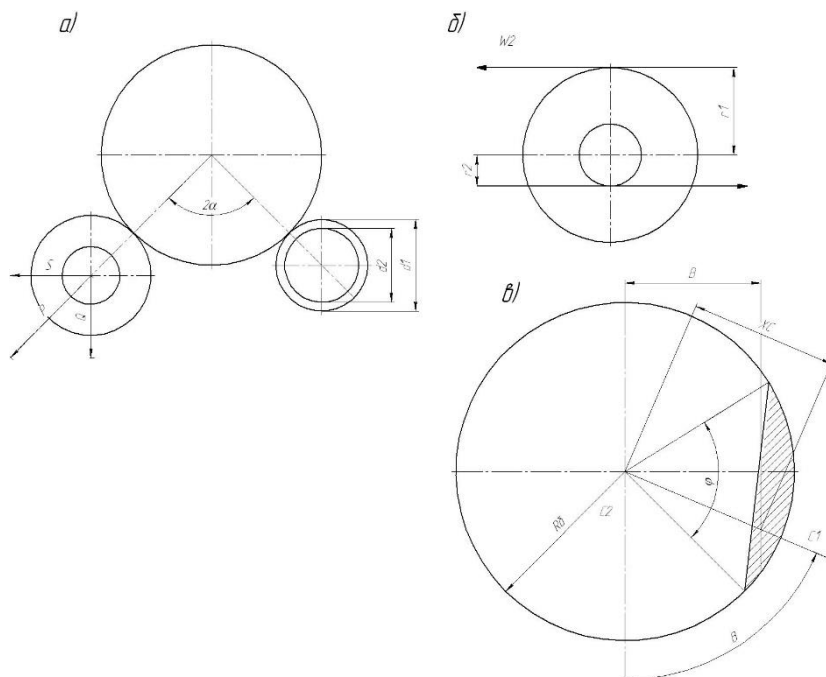


Рисунок 10.11 – До розрахунку барабанного змішувача

Силевий розрахунок змішувача

Вага обичайки барабана, кг:

$$G_{об} = \frac{\pi D_6 L_6 \delta_l \rho_m}{1000}, \quad (10.65)$$

де δ_l - товщина металевого листа, з якого виготовлена обичайка;

ρ_m - густина металу листа, т/м³;

Вага бандажів барабану (кількість бандажів 2), кг:

$$G_{бан} = \frac{2\pi D_6 L_6 a h \rho_m}{1000}, \quad (10.66)$$

де $a = 7,5$ і $h = 7,5$ - відповідно ширина і висота бандажу, см [29].

Вага зубчатого вінця, кг:

$$G_{зуб} = \frac{\pi D_6 a_1 h_1 \rho_m}{1000}, \quad (10.67)$$

де $a_1 = 10$ і $h_1 = 8$ - відповідно ширина і висота зубчатого вінця, см [29].

Загальна вага барабана, кг:

$$G_6 = G_{об} + G_{бан} + G_{зуб} \quad (10.68)$$

Зусилля, яке передано на один ролик (при $\alpha = 45^\circ$), кг:

$$P = \frac{G_6 + G_{сум}}{4 \cos \alpha} \quad (10.69)$$

Опір тертя бандажів по роликах, кг:

$$W_1 = \frac{2Pk}{d_1}, \quad (10.70)$$

де $k = 0,05$ - коефіцієнт [29];

$d_1 = 25$ см, $d_2 = 7$ см - діаметри чавунного опорного ролика [29].

Опір тертя ковзання в підшипниках осей роликів, кг:

$$W_2 = 4Pf \frac{d_2}{d_1}, \quad (10.71)$$

де $f = 0,1$ - коефіцієнт [29].

Опір, який виникає при підйомі суміші в барабані (приймаємо $\beta = 60^\circ$, $\phi = 90^\circ$), кг:

$$W_3 = \frac{2}{3} R_6^2 L_6 \delta_0 s \sin^3 \phi \sin \beta \quad (10.72)$$

Потужність двигуна привода барабана, кВт:

$$N_{\text{дв}} = k_y \frac{(W_1 + W_2 + W_3)v}{102\eta} \quad (10.73)$$

Потужність двигуна привода котка, кВт:

$$N_k = k_y \frac{G_k f' v_{\text{ск}}}{102\eta}, \quad (10.74)$$

де G_k - сила притискання котка до суміші, кг;

$k_y = 1,1 \dots 1,2$ - коефіцієнт запасу [18];

$f' = 0,7$ - коефіцієнт [29].

Якщо не застосовувати спеціальних пружин, то сила притискання котка буде приблизно дорівнювати його вазі, кг:

$$G_k = \frac{\pi D_k^2}{4} L_k \rho_m \quad (10.75)$$

Потужність двигуна привода зрихлювача, кВт:

$$N_{\text{зрих}} = k_y \frac{k A \omega_{\text{зрих}}^2 G'_{\text{сум}} i_{\text{лоп}}}{102\eta}, \quad (10.76)$$

де $k = (0,7 + 3\sigma)$ - коефіцієнт, який враховує властивості суміші, кг/м³;

$i_{\text{лоп}} = 24$ - загальна кількість лопаток у зрихлювачі;

$G'_{\text{сум}}$ - маса суміші в зрихлювачі, кг:

$$G'_{\text{сум}} = G_{\text{сум}} \psi, \quad (10.77)$$

де $\psi = 0,6$ - коефіцієнт, який враховує кількість суміші в зрихлювачі [28];

$\omega_{\text{зрих}}$ - кутова швидкість валу зрихлювача, с/м³:

$$\omega_{\text{зрих}} = \frac{\pi n_{\text{зрих}}}{30}, \quad (10.78)$$

A – геометричний параметр лопаток, м⁴:

$$A = \frac{1}{3} h (r_2^3 - r_1^3) \quad (10.79)$$

Розрахунок обичайки барабану

Обертвий момент на барабані, кг·см:

$$M_{\text{об}} = 71620 \frac{1,36 N_{\text{дв}}}{n_{\text{дв}}} \quad (10.80)$$

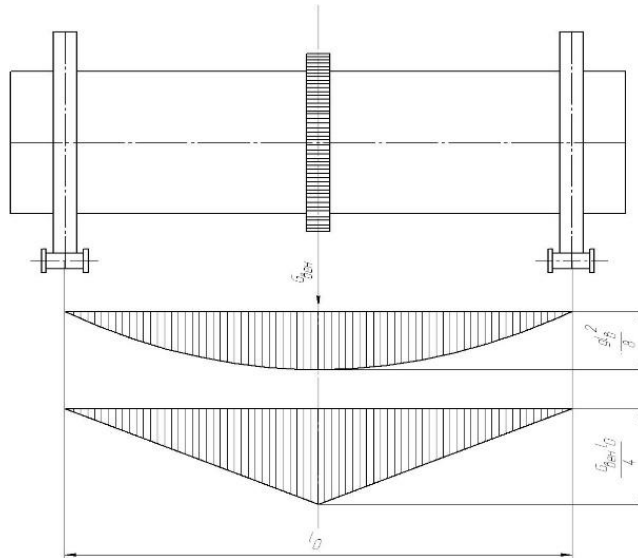


Рисунок 10.12 – До розрахунку барабанного змішувача
Згинаючий момент по середині барабана, кг·см:

$$M_{\text{згин}} = \frac{q l_0^2}{8} + \frac{G_{\text{вен}} l_0}{4}, \quad (10.81)$$

де q - погонне навантаження на барабан, кг/см:

$$q = \frac{G_6 + G_{\text{сум}}}{L_6}, \quad (10.82)$$

Приведений момент, кг·см:

$$M_{\text{прив}} = \sqrt{M_{\text{згин}}^2 + 0,75M_{\text{об}}^2} \quad (10.83)$$

Момент опору перетину барабана, см³:

$$W = 0,1 \frac{D^4 - d^4}{D}, \quad (10.84)$$

Напряга в матеріалі обичайки, кг/см²:

$$\sigma = \frac{M_{\text{прив}}}{W} \quad (10.85)$$

Момент інерції перетину барабана, см⁴:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \quad (10.86)$$

Стріла прогину корпусу барабана, см

$$f = \frac{5}{384} \frac{q l_0^2}{EI} \frac{G_{всн} l_0^3}{48EI}, \quad (10.87)$$

де $E = 2 \times 10^6$ Па - модуль пружності матеріалу корпусу барабану [11].

Прогин барабана буде цілком допустимим при виконанні умови:

$$\frac{f_0}{l_0} \leq \frac{1}{3000} \quad (10.88)$$

Контрольні запитання

1. Назвіть основну мету перемішування?
2. Від яких параметрів залежить спосіб перемішування і конструкція змішувача?
3. Які типи змішувальних машин використовуються у сучасних сумішопріготувальних установках?
4. Опишіть принцип дії відцентрового змішувача?
5. Чи можливо змінювати кут установки лопаток в лопаткових змішувачах?

РОЗДІЛ В. УСТАТКУВАННЯ ТА МЕТОДИ ВИРОБНИЦТВА ЛИВАРНИХ ФОРМ І СТЕРЖНІВ

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 11

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІСКОСТРІЛЬНОЇ (ПІСКОДУВНОЇ) ГОЛОВКИ

Мета роботи – вивчити будову та робочий процес піскострільної та піскодувної головки, розрахувати основні конструктивні параметри піскострільної головки.

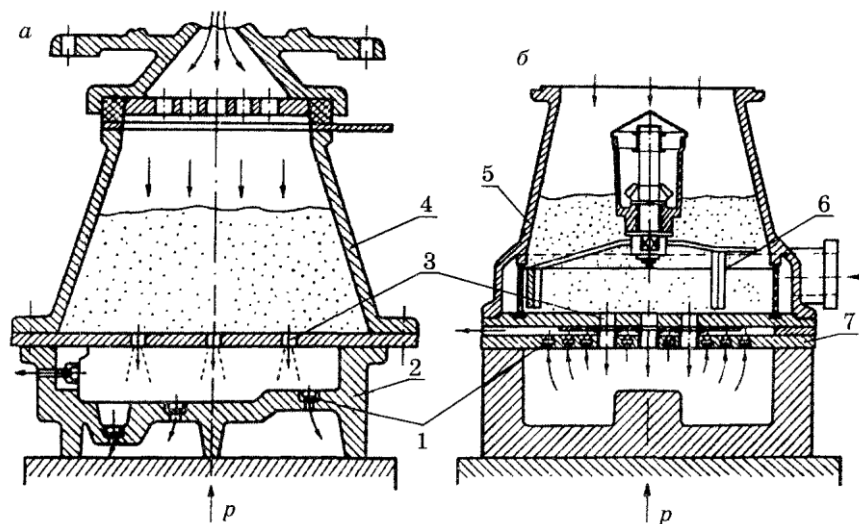
Теоретичні відомості

Піскодувно-піскострільний спосіб ущільнення сумішей широко застосовується при виготовленні форм і стержнів. Цей спосіб ущільнення сумішей реалізований у більшості стержневих автоматів, а також у піскодувно-пресових формівних машинах. По продуктивності, можливості автоматизації процесу та іншим показникам піскодувні і піскострільні машини значно перевершують інші.

Сутність піскострільного (піскодувного) процесу ущільнення полягає в тому, що суміш транспортується за допомогою стисненого повітря через вдунні отвори з піскодувного резервуара в технологічну ємність і, заповнюючи її, одночасно ущільнюється. Стиснене повітря, яке надходить разом з сумішшю з піскодувного резервуара, видаляється з технологічної ємності в атмосферу через спеціальні дуже вузькі вентиляційні отвори – венті [30].

Основними факторами ущільнюючого впливу є жива сила піщано-повітряного струменя в період заповнення технологічної ємності сумішшю і фільтрація повітряного потоку через суміш від вдунних отворів до вент в технологічній ємності, яка триває і після її заповнення.

Головними робочими органами піскодувної і піскострільної машин є відповідно піскодувна і піскострільна головка. Принципова схема піскодувної головки показана на рис. 11.1, піскострільної – на рис. 11.2.



а) з нижньою вентиляцією; б) з верхньою вентиляцією

Рисунок 11.1 – Схема піскодувної головки:

Відпрацьоване повітря в таких головках видаляється з порожнини опоки або стержньового ящика через вентиляційні втулки-венти 1, встановлені в модельній або стержньовій оснастці або в надувній плиті в разі використання систем з верхньої вентиляцією (рис. 11.1, б). У таких конструкціях піскодувних машин повітряно-піщана суміш вдувається в опоку або порожнину стержньового ящика через отвори 3, а відпрацьоване повітря видаляється через венти 1, розташовані в надувній плиті 7 піскодувної головки 5. З огляду на те, що в піскодувному процесі необхідно використовувати високоплинні суміші, а також для запобігання попереднього ущільнення, в піскодувних головках можна використовувують механічну мішалку 6.

Для досягнення високої ефективності піскодувній процесу ущільнення необхідно дотримуватися ряду технологічних вимог. Наприклад, для досягнення найбільшої різниці тисків повітря в піскодувній голівці і ящику рекомендується об'єм резервуара вибирати в межах $V_p = (2,5 - 3,0)V_{\text{опоки}} (V_{\text{ящ}})$. Висота шару суміші над вдувною плитою резервуара повинна бути не нижче від 150 до 200 мм. Вологість сумішей не повинна перевищувати від 2,5 до 3,5%, тому що суміші з більш високою вологістю мають високу прилипаємість до стінок піскодувній головки. При використанні сумішей, що мають сирі міцність до 0,01 МПа, вдувні отвори повинні мати діаметр від 10 до 12 мм. Для роботи на сумішах з підвищеною сирою міцністю ($a > 0,05$ МПа) потрібне збільшення діаметра вдувних отворів від 25 до 30 мм. Відношення сумарного живого перетину вент до сумарного перетину вдувних отворів повинно бути в межах від 0,8 до 1,0 [29].

Незважаючи на досить високу рівномірність ступеня ущільнення суміші по висоті форми або стержньового ящика, абсолютна величина міцності в об'ємі ущільненої суміші відносно невелика. У зв'язку з цим для отримання форм, особливо на автоматичних лініях, піскодувний процес ущільнення використовують в поєднанні з пресовим, вібропресовим або імпульсним.

Відмінність піскострільної головки від піскодувної полягає в наявності високої гільзи з вертикальними і горизонтальними прорізами для повітря, впускного швидкодіючого клапана дугтя і вихідного отвору з великими розмірами поперечних перерізів, вбудованого ресивера (рис. 11.2).

Ці конструктивні особливості забезпечують надзвичайно високу швидкість роботи піскострільних автоматів в порівнянні з піскодувними (рис. 11.3).

Піскострільне ущільнення форм і стержнів є різновидом піскодувного, має багато спільного з цим методом і в той же час має ряд істотних особливостей. Витікання суміші з резервуара в опоку або стержньовий ящик 12 при піскострільному методі відбувається майже миттєво, нагадуючи постріл.

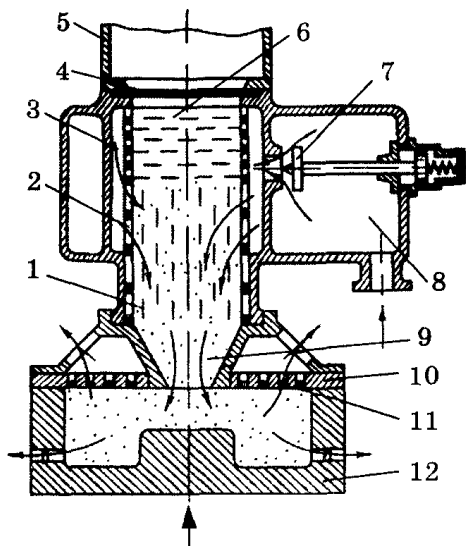


Рисунок 11.2. – Схема пристрою піскострільної головки



Рисунок 11.3 – Загальний вид піскострільного автомата

Час робочого процесу приблизно в 10 разів менший, ніж при піскодувному методі, і становить від 0,1 до 0,2 с. Пов'язано це з наявністю звуження потоку в конічній насадці 9 на виході з піскострільної головки 3 і невеликим ущільненням суміші під дією стисненого повітря з подальшим викидом безперервно утворюючихся грудок в опоку або стержньовий ящик 12. Суміш з бункера 5 надходить в піскострільну головку 3 при відкритому шибері 4. Стиснутий повітря з ресивера 8 через вдувний швидкодіючий клапан 7, горизонтальні 6 і вертикальні 1 прорізи входить у внутрішню порожнину гільзи 2, відокремлюючи суміш від неї. При цьому шибер 4 повинен бути закритий, запобігаючи тим самим викид суміші вгору, в бункер 5. Як і в піскодувному резервуарі з верхньої вентиляцією (рис. 11.1, б), вдувна плита 10 є універсальною і, крім отворів для надуву суміші, має вентиляційні отвори 11 для відведення відпрацьованого повітря.

Процес ущільнення суміші піскострільним способом можна умовно розділити на два етапи. На першого етапі піскострільний резервуар практично служить живильником, причому живлення опоки або стержньового ящика супроводжується деяким ущільненням суміші. Витікання суміші через насадку 9 починається через 0,02 ... 0,06 з після відкриття клапана 7, коли тиск стисненого повітря над стовпом суміші становить лише 40 ... 60 кПа. Попереднє заповнення сумішшю опоки або стержньового ящика закінчується до досягнення максимального тиску повітря. Отже, ударна дія стисненого повітря на стовп суміші незначна. Основним фактором, що забезпечує необхідну щільність суміші, є перепад тиску в піскострільному резервуарі і стержньовому ящику або опоці [31].

На другому етапі відбувається остаточне ущільнення за рахунок видавлювання додаткової порції суміші, яка, впресовується з насадки, приймає форму кома, який ущільнює як нижчі шари, так і бічні. Об'єм кома тим більше, чим вище початковий тиск стисненого повітря в ресивері і чим повільніше воно знижується в процесі закінчення суміші.

Слід зазначити, що піскострільний процес використовується, в основному, для виготовлення стержнів і має ряд переваг перед піскодувним:

- значно вища ступінь ущільнення і більш рівномірний її розподіл по висоті ящика;
- витрата повітря від 3 до 5 разів нижча;
- значно менший абразивний знос піскострільної головки і стержньових ящиків, тому що не відбувається утворення повітряно-піщаної суміші;
- піскострільні головки, в порівнянні з піскодувними, більш прості в конструктивному виконанні.

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри – вага стержня G ; тиск повітря у системі P_0 ; вага стола і корисного навантаження Q ; геометричні розміри ящика $a, б$ наведені в табл. 11.1.

Таблиця 11.1

Вихідні дані до розрахунку ексцентрикової вибивної решітки

Варіант	G , кг	P_0 , Па	Q , кН	a , мм	$б$, мм
1	1,0	6×10^5	2,0	250	150
2	2,5		3,5	300	250
3	5,0		4,0	300	200
4	6,0		5,5	400	300
5	4,5		4,3	240	220
6	8,0		6,5	450	400
7	10,0		8,5	550	300
8	16,5		12,0	630	500
9	12,0		9,0	450	450
10	40,0		32,0	800	630

Порядок виконання роботи

Діаметр гільзи піскострільної головки, мм:

$$D_{\Gamma} = (90 \dots 100) \sqrt[3]{G}, \quad (11.1)$$

де G - маса стержня, кг.

Висота гільзи, мм:

$$H = H_{\text{верх}} + H_{\text{нижн}} \quad (11.2)$$

$$H_{\text{верх}} = (0,4 \dots 0,5) D_{\Gamma} \quad (11.3)$$

$$H_{\text{нижн}} = (1,5 \dots 1,8) D_{\Gamma} \quad (11.4)$$

Об'єм піскострільного резервуара, см^3 :

$$V_{\text{в}} = \frac{\pi D_{\Gamma}^2}{4} (H_{\text{верх}} + H_{\text{нижн}}) \quad (11.5)$$

Діаметр прохідного перерізу клапана дуття, мм:

$$d_{\text{кл}} = (0,2 \dots 0,5) D_{\Gamma} \quad (11.6)$$

Площа перерізу клапана дуття, мм^2 :

$$f_0 = \frac{\pi d_{\text{кл}}^2}{4} \quad (11.7)$$

Діаметр вдувного отвору, мм:

$$d_{\text{вд}} = (0,3 \dots 0,4) D_{\Gamma} \quad (11.8)$$

Площа перерізу вдувного отвору, мм^2 :

$$f_1 = \frac{\pi d_{\text{вд}}^2}{4} \quad (11.9)$$

Сумарна площа перерізу вентиляційних отворів, мм²:

$$f_2 = (0,5 \dots 1,0) f_1 \quad (11.10)$$

Об'єм стержневого ящика, см³:

$$V_c = \frac{100G}{\delta}, \quad (11.11)$$

де $\delta = 1,6 \dots 1,7$ г/см³ - щільність стержневої суміші після ущільнення;

G - вага стержня, г.

Об'єм ресивера, м³:

$$V_{\text{рес}} = V_{\Gamma} \left(\frac{\ln \frac{1}{\varphi}}{1,032 + 3D_{\Gamma}} \right)^{3,7}, \quad (11.12)$$

де V_{Γ} - об'єм гільзи, м³;

φ - коефіцієнт, $\varphi = 0,01 - 0,05$ [29];

D_{Γ} - діаметр гільзи пікострільної головки, м.

$$V_{\Gamma} = \frac{\pi D_{\Gamma}^2}{4} H \quad (11.13)$$

Об'єм ресивера приймаємо наближено в залежності від об'єму гільзи і маси стержня, м³:

$$V_{\text{рес}} = (4,0 \dots 8,0) V_{\Gamma} \quad (11.14)$$

Більше значення коефіцієнта обираємо для машини з масою стержня менше 40 кг.

Зусилля притискання стержневого ящика до надувної плити пікострільного резервуара визначається, виходячи з того, що внутрішня робоча поверхня, на яку тисне стиснене повітря, намагається віджати ящик від дутцевої плити, складає приблизно від 50 до 60 % від площі ящика в плані, за формулою, кН:

$$P_{\text{пр}} \approx (0,5 \dots 0,6) P'_0 F_{\text{ящ}} + Q - R, \quad (11.15)$$

де P'_0 - тиск повітря в стержневому ящику, кПа;

$F_{\text{ящ}}$ - площа горизонтальної проекції стержневого ящика, м²;

Q - вага стола і корисного навантаження, кН;

R - сила тертя при відтиску столу, кН.

$$P'_0 = (0,7 \dots 0,9) P_0 \quad (11.16)$$

$$R \approx 0,05 \cdot Q \quad (11.17)$$

$$F_{\text{ящ}} = a \cdot b \quad (11.18)$$

Зусилля притискання ящика повинно подолати розмикаючий вплив стисненого повітря, яке подається в ящик, а також вагу столу, самого ящика, вдвувної суміші. Сила тертя в притискному циліндрі сприяє утриманню ящика під дугтьовою плитою, так як напрямлена в сторону, протилежну напрямку руху притискного столу, тому в наведеній формулі вона з знаком «←» [29].

Діаметр притискного циліндра, м:

$$D_{\text{ц}} = \sqrt{\frac{4P_{\text{пр}}}{\pi P_0}} \quad (11.19)$$

$$F_{\text{ц}} = \frac{\pi D_{\text{ц}}^2}{4} \quad (11.20)$$

Контрольні запитання

1. В чому полягає сутність піскострільного (піскодувного) процесу ущільнення?
2. Назвіть основні фактори ущільнюючого впливу в період заповнення технологічної ємності сумішшю?
3. В чому полягає відмінність піскострільної головки від піскодувної?
4. На скільки етапі умовно можливо розділити процес ущільнення суміші піскострільним способом?
5. Чим забезпечується висока швидкість протікання піскострільного процесу?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 12

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ІМПУЛЬСНОЇ ГОЛОВКИ

Мета заняття – розглянути процес імпульсної формовки, принцип дії імпульсної головки та провести розрахунок основних її параметрів.

Теоретичні відомості

В останні десятиліття широкого поширення набули імпульсні формувальні машини. У порівнянні з широко відомим струшуючо-пресовим методом імпульсне ущільнення забезпечує отримання надзвичайно складних форм, в тому числі з глибокими кишнями в оснащенні, мінімальними відстанями між моделями, а також між моделями і стінками опоки. Це дозволяє не тільки поліпшити геометричну точність відливків, а й істотно знизити припуски на механічну обробку. У ливарних цехах, які використовують імпульсну формовку, економія металу досягає від 3 до 12 %, а трудомісткість очисних і зачисних робіт скорочується до 20 % в порівнянні з методом ущільнення струшуванням з допресовкою [32].

До імпульсних способів ущільнення відносяться: повітряно-імпульсні, газоімпульсні (газовибухові), електроімпульсні і магнітно-імпульсні способи. У газоімпульсних і повітряно-імпульсних установках на формувальну суміш впливають стиснене повітря або продукти згоряння горючих газів (метан, пропан і ін.) в середовищі атмосферного повітря. У електроімпульсних установках (поки промислового застосування не мають) простір між двома електродами, що знаходяться в робочій камері, подаються дрібнодисперсні частинки води. В результаті взаємодії електричного поля з водою утворюється вибух і тиск газу впливає безпосередньо на суміш підвищується до 0,8 ... 1,0 МПа [32].

В промисловості застосовуються, в основному, повітряно-імпульсні (ПІФ) і рідше газоімпульсні формувальні установки (ГІФ). Повітряно-імпульсні поділяються на два типи: ПІФ високого тиску (від 5 до 8) МПа і ПІФ низького тиску (від 0,5 до 0,6) МПа.

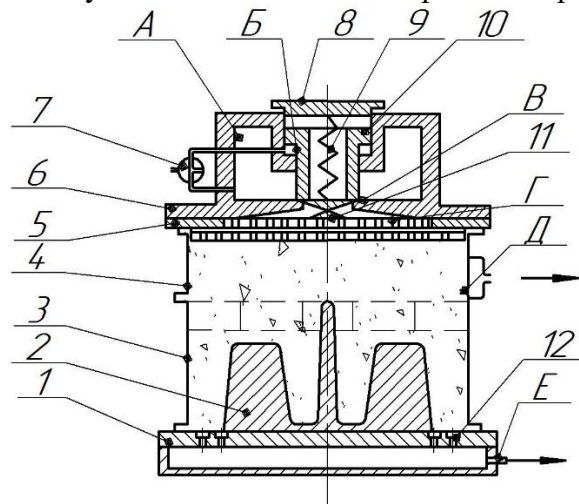
Повітряно-імпульсні формувальні установки високого тиску широкого поширення не отримали по ряду причин, зокрема:

- ці установки вимагають спеціального компресора високого тиску;
- рівень шуму вище допустимих норм;
- наявність вент в модельній оснастці.

Переваги імпульсного методу ущільнення:

- форми, виготовлені за цим методом, відрізняються високим і рівномірним ущільненням, в тому числі і на вертикальних стінках;
- метод дозволяє виготовляти виступаючі частини з співвідношенням діаметра і висоти 1:2 з кутом скоса $0,5^\circ$, так що в багатьох випадках можливо відмовитися від стержнів;
- площа форми може використовуватися набагато ефективніше, оскільки відстань між моделями і до стінки форми може бути дуже малою;
- виготовлення форми здійснюється майже безшумно і без струшування, відповідаючи тим самим вимогам щодо поліпшення умов на робочому місці;
- підвищення масової і розмірної точності виливків (від 3 до 8 %);
- підвищення продуктивності праці (від 2 до 4 разів);
- рівномірність ущільнення по поверхні відбитка і раціональний розподіл густини суміші по висоті напівформи;
- повторюваність процесу;
- використання в якості енергоджерела тиску стисненого повітря на вході;
- можливість застосування існуючих формувальних сумішей і модельної оснастки;
- простота обслуговування і ремонту;
- підвищений ККД процесу ущільнення за рахунок зниження енергоємності роботи імпульсної головки від 20 до 30 %.

Сутність імпульсного способу ущільнення полягає в тому, що газ або повітря, яке накопичується в постійному об'ємі під тиском від 5,0 до 9,0 МПа, миттєво випускається і рівномірним потоком спрямовується на поверхню суміші в опоки для її ущільнення. Основним робочим елементом є імпульсна головка 6 з пусковим клапаном 10 (рис. 12.1) і розсікачем 5, який представляє з себе решітку з великим числом отворів діаметром від 5 до 8 мм.



1 - модельна плита; 2 - модель; 3 - опока; 4 - наповнювальна рамка; 5 - розсікач повітря; 6 - імпульсна головка; 7 - розподільний клапан; 8 - кришка; 9 - пружина; 10 - клапан імпульсної головки; 11 - дефлектор, який сприяє рівномірному розподілу потоку повітря; 12 - гвинти; А - порожнина імпульсної головки; Б - підпоршнева порожнина; В - вихідний отвір; Г - порожнина розсікача; Д, Е - отвори для видалення повітря в наповнювальній рамці і в модельній плиті

Рисунок 12.1 – Схема імпульсного способу ущільнення формувальної суміші:

Після заповнення опоки 3 і наповнювальної рамки 4 формувальної сумішшю імпульсну головку щільно притискають до оснащення спеціальним механізмом. Коли тиск стисненого повітря в порожнині А імпульсної головки досягне заданої величини, клапан 10 відкривається і стиснуте повітря, проходячи через отвори розсікача, рівномірним потоком спрямовується на суміш. Суміш під дією розширюючого повітря з великим прискоренням переміщається з наповнювальної рамки в опоку і ущільнюється. Відпрацьоване повітря з порожнини наповнювальної рамки видаляється через спеціальні отвори Д, розташовані у нижнього фланця рамки, а також через венті 12 модельної плити і отвір Е.

У загальному випадку при імпульсному впливі на формувальну суміш потоком повітря в ній виникають напруги, зміна яких по висоті опоки залежить від наступних сил:

- а) перепаду тиску повітря, який впливає на суміш;
- б) сил інерції суміші;
- в) сил зовнішнього тертя.

Залежність напруги від цих сил в елементарному шарі dy виражається рівнянням:

$$\frac{d\sigma}{dy} = -\frac{dp}{dy} - (a - g)\sigma - \xi f \frac{\Pi_0}{F_0} \sigma, \quad (12.1)$$

де p - тиск повітря, який діє на шар суміші;

a - прискорення сил інерції суміші;

g - прискорення сили тяжіння;

δ - поточне значення щільності суміші;

ξ - коефіцієнт зовнішнього тертя;

f - коефіцієнт бокового тиску;

Π_0, F_0 - відповідно периметр і площа опоки.

Перший і третій члени правій частині рівняння (12.1) відносяться до зовнішнім силам. Другий член правої частини - інерційний член рівняння. У рівнянні (12.1) відсутні внутрішні сили системи: сила в'язкого опору і сила пружного відновлення. Ці сили компенсуються втратою перепаду тиску dp .

В результаті зіткнення хвилі тиску з верхнім шаром суміші товщиною (від 25 до 30 мм) і початковою густиною від 700 до 750 кг/м^3 в ній виникає напруга $\sigma = 0,25 \dots 0,3$ МПа і досягається густина $\delta = 1250 \dots 1350$ кг/м^3 (структурна густина) [32].

Стиснене повітря, виходячи з ресивера, істотно впливає на структуру формувальної суміші. У цей момент руйнуються конгломерати суміші і її когезійні зв'язки, різко знижується в'язкість або повністю зникає і відновлюється знову лише після проходження звукової хвилі. У цей момент суміш набуває псевдозрідженого стану, що сприяє переходу від сипучого стану в більш щільне пружно-пластичне. Ущільнення відбувається в результаті дії сил інерції суміші. Величина сили інерції суміші при русі визначається її швидкістю і прискоренням. Експериментально [33] встановлено, що середня швидкість руху суміші при імпульсному ущільненні становить від 25 до 28 м/с, (при тривалості імпульсу $t_u = 0,003 \dots 0,005$ с і $p = 0,5 \dots 0,6$ МПа).

Таким чином, можна констатувати, що чим коротше тривалість імпульсу при одному і тому ж початковому тиску в ресивері, тим більше швидкість росту тиску над сумішшю, яка називається градієнтом тиску (dp/dt , МПа/с).

Значення параметра dp/dt в сучасних імпульсних установках низького тиску коливається в межах (від 30 до 100) МПа в газоімпульсних і повітряноімпульсних від 120 до 280 МПа.

Тривалість імпульсу t_u в різних імпульсних установках скорочують по різному. Перший шлях - підвищення швидкодії приводу клапана, другий - збільшення сумарної площі випускних отворів. Можливе застосування цих двох способів одночасно. Чим більше площа

перетину випускних отворів і менше час t_u спрацьовування приводу клапана, тим ефективність процесу ущільнення вище.

Таким чином, параметр dp/dt залежить від конструктивних параметрів машини і величини тиску повітря в ресивері.

Сила інерції суміші - основний фактор ущільнюючого впливу; вона прямо пропорційна величині градієнта тиску dp/dt . Градієнт тиску є сумарним конструктивно-технологічним фактором, оскільки на його величину впливають кілька інших конструктивно-технологічних факторів, а саме: об'єм ресивера, тиск стисненого повітря в ресивері, об'єм підклапанної порожнини (порожнина, яка знаходиться між сумішшю і днищем ресивера), площа випускного отвору клапана і тривалість його відкриття.

На практиці використовують формувальні суміші і з більш низькою міцністю, наприклад від 0,1 до 0,12 МПа. Це зазвичай має місце в неавтоматизованому виробництві, де динамічні навантаження на форму при русі і кантуванні напівформ, менш значні.

Спеціальними вимогами до формувальних сумішей, для імпульсного ущільнення є: висока початкова ступінь розпушення суміші ($\sigma_0 = 0,75 \dots 0,85 \text{ г/см}^3$), ущільнюємість в межах від 40 до 45 %, вологість W в межах від 3,0 до 3,2 %. Суміші, які мають більш низькі значення вологості, наприклад $W < 2,8 \%$, ущільнюються краще, але в цьому випадку погіршуються інші технологічні властивості суміші. Низька насипна густина забезпечується її аеруванням (розпушенням) перед подачею з приймального бункера в опоку. Вимоги імпульсних способів до властивостей суміші обумовлюють підвищену увагу до системи сумішеприготування і сумішеподачі. Найкращими пристроєм для приготування формувальної суміші є турбінні змішувачі, з яких суміш виходить надзвичайно аерованою. Для успішного застосування імпульсних способів ущільнення важливий також і вибір модельно-опочної оснастки. Оптимальною висотою опоки вважається $H_{\text{опоки}} = 200 \dots 400 \text{ мм}$ [33], а висота наповнювальної рамки $H_{\text{рам}}$ повинна бути $> 2/3 H_{\text{опоки}}$. Однак зазначені рекомендації відносні, так як все залежить від ефективності імпульсного клапана. Так, в роботі [32] показано, що в разі застосування клапана з градієнтом тиску $dp/dt > 250 \text{ МПа}$ і площі опоки від 0,30 до 0,35 м^2 , високу ступінь ущільнення отримували і в опоках заввишки від 50 до 100 мм.

При імпульсному ущільненні низьким повітряним тиском тиск суміші на модельну плиту досягає 2 МПа, а на стінки опоки $\sim 0,8 \dots 1,0 \text{ МПа}$ [32]. Це вимагає підвищених вимог до жорсткості опоки в порівнянні з традиційним струшуюче-пресовим способом: необхідна опока підвищеної жорсткості і чистоти поверхні (не нижче 5^{-го} класу точності, $R_z = 2,5$) для забезпечення щільного контакту між наповнювальною рамкою і імпульсною головкою. Зусилля притиснення опочної оснастки до імпульсної головки значна і залежить від площі опок. Розрахунок необхідного зусилля притискання ведеться так само, як для динамічних процесів з необхідним для динаміки запасом.

Застосування імпульсних процесів вимагає також і більшої жорсткості модельного оснащення в порівнянні з струшуюче-пресовим способом, хоча при одиничному виготовленні форм можливе застосування дерев'яних моделей. Для забезпечення якісної витяжки форми рекомендується встановлювати венті в вузьких зазорах моделей при відношенні висоти болвану до його ширини $< 1:1$. При імпульсному ущільненні розміщення моделей на плиті також вимагає уваги. Величина зазору між моделлю і стінкою опоки зазвичай становить від 40 до 80 мм. Місця розташування венті і їх кількість як правило визначаються дослідним шляхом.

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри – довжина, ширина і висота опоки a, b, h ; робочий тиск у ресивері P_p ; радіус контакту клапана із сідлом головки і висота клапана R_1, h_k ; коефіцієнт напруги k_σ ; межа плинності σ_m , наведені в табл. 12.1.

Таблиця 12.1

Вихідні дані до розрахунку конструктивних параметрів імпульсної головки

Варіант	a, мм	b, мм	h, мм	P_p , МПа	R_1 , м	h_k , м	$[\sigma_p] = \sigma$, МПа	k_σ	σ_m , МПа
1	500	400	150	0,6	0,197	0,46	80	2,5	21
2	600	500	200						
3	800	700	350						
4	900	600	250						
5	1000	800	300						
6	1000	800	400						
7	1200	800	450						
8	1400	1000	400						
9	1600	1000	400						
10	2000	1600	500						

*Порядок виконання роботи*Об'єм опоки, м³:

$$V = abh \quad (12.2)$$

Об'єм ресивера, м³:

$$V_0 = 2Vz, \quad (12.3)$$

де z - співвідношення об'єму ресивера і опоки $z = 0,16$ [32].

Діаметр випускного отвору, м:

$$D_{\text{вип}} = \sqrt[3]{\frac{4V_0}{\pi}} \quad (12.4)$$

Хід поршня клапана, м:

$$H = 0,25D_{\text{вип}} \quad (12.5)$$

Площа отворів розсікача, м²:

$$F = \frac{\pi D_{\text{вип}}^2}{4} \quad (12.6)$$

Діаметр конуса розсікача, м:

$$D_p = 1,2D_{\text{вип}} \quad (12.7)$$

Внутрішній діаметр імпульсної головки, м:

$$D_B = 2\sqrt{\frac{V_0}{\pi H}} \quad (12.8)$$

Товщина днища головки, м:

$$S = \frac{P_p D_B}{200\sigma - P_p} + 0,1 \quad (12.9)$$

Допускаємий тиск для ущільнення суміші, МПа:

$$P_d = \frac{200S\sigma}{D_B + \sigma} \quad (12.10)$$

Діаметр отвору, який з'єднує надпоршневу порожнину головки з атмосферою, м:

$$d = 0,07\sqrt{R_1^2 \pi h_k} \quad (12.11)$$

При відношенні $\frac{d}{D_B} < 0,35$ товщина корпусу визначається як, м:

$$S_1 = 4D_B \sqrt{\frac{P_d}{100\sigma}} \quad (12.12)$$

Тоді допускаємий тиск для ущільнення суміші визначається за формулою, МПа:

$$P_{d1} = 100\sigma \left(0,39 \frac{S_1}{D_B} \right) \quad (12.13)$$

У випадку $P_d > P_p$ і $P_{d1} > P_p$ обрана конструкція - працездатна. Якщо умови не виконуються необхідно виконати перерахунок.

Конструкційні коефіцієнти:

$$d_1 = 1,5d \quad (12.14)$$

$$b = 2d_1 \quad (12.15)$$

$$h_2 = \frac{1}{3}d_1 \quad (12.16)$$

У розрахунку питомий тиск на кришку зсередини головки g приймаємо рівним робочому тиску в ресивері.

Максимальний тиск на кришку головки, МПа:

$$\sigma_{\max} = k_\sigma \frac{gb^2}{h_2^2} \quad (12.17)$$

Тоді запас міцності кришки:

$$n_m = \frac{\sigma_m}{\sigma_{\max}} > 2 \quad (12.18)$$

У випадку $n_m > 2$ обрана конструкція – працездатна. Якщо умови не виконуються необхідно виконати перерахунок

Контрольні запитання

1. У чому полягають переваги та недоліки імпульсних формувальних машин?
2. Які різновиди імпульсних формувальних машин ви знаєте (по роду робочого тіла, по тиску газу, який застосовується)?
3. У чому полягає принцип імпульсного ущільнення?
4. Перерахуйте основні фактори, які впливають на процес імпульсного ущільнення суміші.
5. Які вимоги пред'являються до формувальної суміші і оснащення при імпульсному ущільненні?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 13 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРЕСОВОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи – ознайомитися із ущільненням пресуванням та принципом дії пресуючих механізмів, визначити конструктивні параметри пресуючого циліндра та побудувати його індикаторну діаграму.

Теоретичні відомості

Для сучасного ливарного виробництва характерні тенденції до підвищення якості виливків, зниження їх вартості, поряд з жорсткими екологічними вимогами до умов праці і охорони навколишнього середовища.

Якість відливків залежить в основному від якості форми. Ця відома аксіома в значній мірі відноситься до піщано-глинистих форм, які сьогодні займають чільне місце, завдяки своїй універсальності і низькій вартості. Якість форми, в свою чергу, залежить не тільки від використовуваної суміші, оснащення, а й від режиму і способу ущільнення. У зв'язку з цим вже досить довгий час в технології формування існує тенденція до розвитку ущільнення сумішею динамічним навантаженням (в тому числі ущільнення пресуванням). Крім цього, машини, принцип дії яких заснований на цих методах вже більше 20 років з успіхом працюють в ливарних цехах по всій країні.

Методи пресування класифікуються за такими ознаками [33]:

- у напрямку руху суміші при ущільненні щодо опоки: верхнє, нижнє і двостороннє пресування;
- за способом профілювання суміші по ладу і контрладу;
- за принципом дії пресової головки:
 - а) пресування жорсткої плоскою плитою;
 - б) профільної плитою;
 - в) еластичним елементом;
 - г) багатоплунжерною колодкою;
 - в) пресування ґратчастим елементом;
 - д) роторної головкою;
 - е) лопатевим робочим органом і ін.

По тиску пресування: з низьким (від 0,3 до 0,7 МПа), середнім (від 0,7 до 2,0 МПа), високим (2,0 МПа і вище).

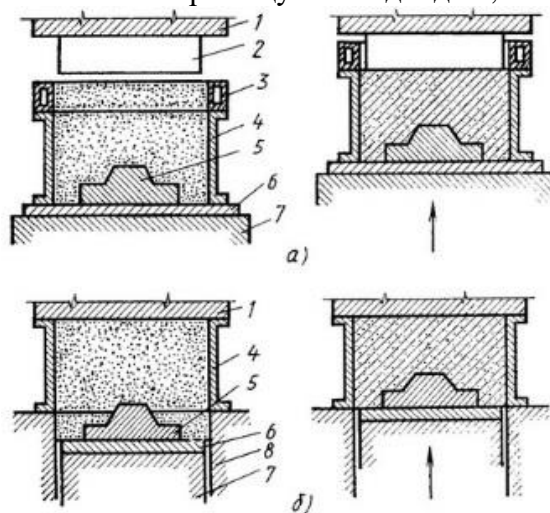
Ущільнення пресуванням застосовують переважно при формуванні за невисокими моделям, які не мають виступаючих частин.

Більш поширені формувальні машини з верхнім пресуванням. До траверсі 1 (рис. 13.1, а), яка може відводитися в бік, кріпиться пресова колодка 2, висота якої дорівнює висоті

наповнювальної рамки 3. Стіл 7, на якому встановлена модельна плита 6 з моделлю 5, під дією стисненого повітря піднімається вгору.

При цьому пресова колодка 2 поглиблюється в формувальну суміш, ущільнюючи її. Пресування закінчується, коли вся суміш, яка перебуває в наповнювальній рамці, перейде в опоку. При нижньому пресуванні роль наповнювальної рамки грає поглиблення в нерухомому столі 8 машини (рис. 13.1, б). схема верхнього і нижнього пресування.

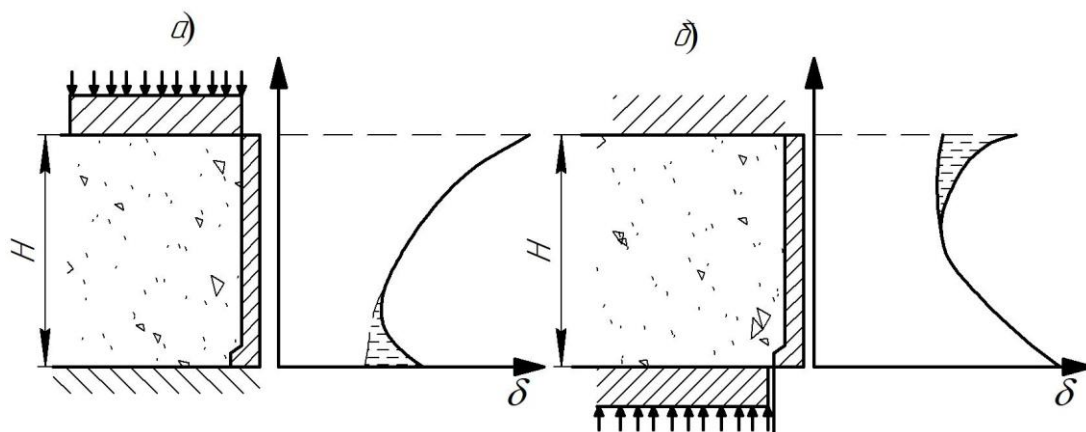
Чим вище опока, тим більше нерівномірність розподілу щільності суміші по її висоті. Величина і характер розподілу щільності залежать не тільки від висоти форми H , а і від відношення цієї висоти до найменшого поперечного перерізу. Для отримання рівномірного ущільнення цей показник не повинен перевищувати від 1 до 1,25.



1 - нерухома траверса, 2 - пресова колодка, 3 - наповнювальна рамка, 4 - опока, 5 - модель, 6 - модельна плита, 7 - пресовий стіл, 8 - нерухомий стіл

Рисунок 13.1 – Схема верхнього (а) і нижнього (б) пресування:

У наведених міркуваннях враховувалося тільки тертя суміші об стінки опоки, тому вони відносяться до ливарним формам без моделей і можуть бути застосовані лише для випадків ущільнення з невисокими і добре обтічними моделями. При ущільненні же форм з високими моделями процес визначається тертям суміші, що знаходиться в найбільш несприятливих умовах між стінками опоки і моделі. У цьому випадку величина і характер розподілу щільності залежать від відношення висоти форми до найменшого поперечного розміру зазору, утвореного стінками опоки і моделі [33].



а) верхнє пресування; б) нижня пресування

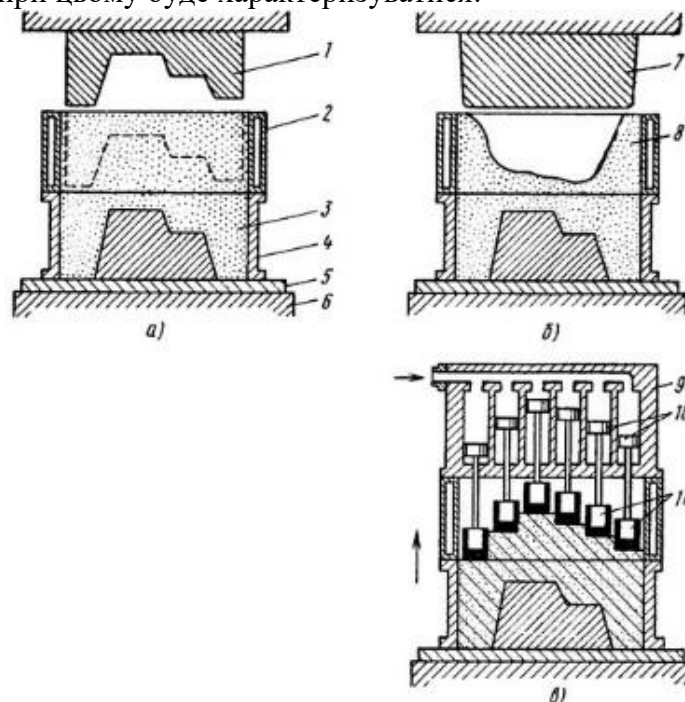
Рисунок 13.2 – Розподіл щільності суміші по висоті опоки:

Для досягнення рівномірної щільності форми використовують пресування при високому тиску, здійснюють пресування спільно з вібрацією, яка зменшує сили тертя формувальної суміші і збільшує її плинність. Застосовують також рухомі текучі суміші і спеціальні за конструкцією пресуючі елементи. Так, суміш пресують профільної пресової

колодкою (рис. 13.2, а), яка по конфігурації наближається до контуру моделі, або виконують профільну засипку суміші в опоку (рис. 13.2, б). Досить ефективно використання багатоплунжерних пресових головок (рис. 13.2, а). Така головка має від 24 до 100 плунжерів. Робочі порожнини поршнів плунжерів з'єднані між собою за принципом сполучених посудин і заповнені маслом. При пресуванні стіл машини з модельно-опочною оснащенням рухається в сторону пресової головки. Залежно від ступеня податливості суміші на різних ділянках форми плунжери змінюють своє положення по висоті. При цьому масло перетікає з порожнини поршня одного плунжера в інші, а тиск масла залишається постійним, що забезпечує рівномірне ущільнення суміші в формі.

Процес ущільнення форми пресуванням відбувається в умовах внутрішнього і зовнішнього тертя суміші. Сила тертя залежить від розмірів, форми, конфігурації моделі, швидкості прикладення ущільнюючого зусилля, коефіцієнта тертя суміші об стінки опоки і моделі, плинності формувальної суміші і ін.

Стан суміші при цьому буде характеризуватися:



1 - профільна колодка, 2 - наповнювальна рамка, 3 - суміш. 4 - опока, 5 - модельна плита. 6 - стіл машини, 7 - плоска колодка, 8 - профільна засипка суміші, 9 - пресуюча головка, 10 - поршні, 11 - плунжери; а) бічним тиском, який викликає тертя суміші об стінки опоки і поверхню моделі. Величина цього тиску становить 0,3...0,5 вертикальної стискаючої напруги; б) торцевим тертям суміші по пресовій колодці і модельну плиту, яке перешкоджає переміщенню суміші.

Рисунок 3.3 – Схеми пресування профільною колодкою (а), із застосуванням профільної засипки суміші в опоку (б), багатоплунжерною головою (в):

Тертя суміші об стінки опоки і моделі знижує ефект пресування. В силу цього недоліку метод ущільнення форм пресуванням обмежений і застосовується для порівняно низьких опок ($H = 0,15 \dots 0,20$ м) [33].

Основним фактором ущільнюючого впливу на форму при пресуванні є питомий тиск пресування p . Дослідження, проведені Н. П. Аксьоновим, дозволили отримати залежність середньої щільності δ_{cp} (г/см^2) ливарної форми від питомого тиску пресування p (кгс/см^2):

$$\delta_{cp} = (1 + C_p^{0,25}) \quad (13.1)$$

або:

$$p = \left(\frac{\delta_{\text{cp}} - 1}{C} \right)^4 \quad (13.2)$$

де C - коефіцієнт ущільнюємості суміші: $C = 0,4 \dots 0,6$.

Це емпіричне рівняння дозволяє визначити ступінь ущільнення суміші в формі при питомих тисках не вище $0,5 \dots 0,6$ МПа (від 5 до 6 кгс/см²).

Пресування під високим питомим тиском від 2 до 3 МПа (від 20 до 30 кгс/см²) дозволяє отримувати більш щільні ливарні форми з гладкою і малоподатливою робочою поверхнею. Відливки, отримані в таких формах, мають більш точні розміри і високу чистоту поверхні.

Для визначення зусилля пресування в цьому випадку можна скористатися наведеними вище рівняннями, які характеризують стан граничної рівноваги суміші.

При повідомленні ущільнюваній формі коливань між формувальної сумішшю і стінками опоки (моделі) утворюється зазор, який зменшує дію зовнішнього тертя. При дії вібрації на формувальну суміш відбувається безперервна зміна взаємного розташування частинок, створюються нові комбінації їх в системі, сприятливі для ущільнення форми [34].

Таким чином, позитивний вплив вібрації на процес ущільнення полягає головним чином в значному зменшенні зовнішнього і внутрішнього тертя формувальної суміші, що сприяє кращому протіканню пластичних деформацій і полегшує переміщення суміші між опокою і моделлю.

Поздовжні хвилі вібрації, поширюючись в суміші, проходять через різні за густиною і пружністю фази (тверді зерна піску, повітряні проміжки, рідкі плівки сполучної речовини). Чим менше однорідна суміш, тим швидше гасяться в ній коливання і тим триваліше повинен бути процес вібропресування. Після досягнення певної густини і структури суміші вібрація форми не викликає збільшення ущільнення. Ефект вібрації забезпечується підбором раціональних конструктивних факторів, до яких відносяться величина збуджуючих сил, створюваних вібраторами, жорсткість кріплення оснащення і ін.

Напрямок вібрації впливає як на щільність набивання форми, так і на умови витяжки модельного комплексу. Якщо коливання, які створюються вібратором, у напрямку збігаються з рухом пресує модельного комплексу, то щільність набивання форми різко збільшується, при цьому умови витяжки моделі з форми залишаються майже незмінними. Якщо напрямок вібрації перпендикулярно до напрямку пресування, поліпшується процес витяжки моделі.

Для поліпшення умов витяжки модельного комплексу з форми, збільшення ступеня і рівномірності ущільнення її рекомендується встановлювати вібратори всередині моделей або на зовнішній стороні модельної плити під деяким кутом до площини столу машини.

13.1. Побудова індикаторної діаграми пресового циліндра

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри – довжина, ширина і висота опоки a, b, h ; робочий тиск у системі p_0 ; густина суміші δ ; швидкість повітря в системі V_b ; вага модельної плити $G_{\text{пл}}$, вага опоки G_1 ; зазор z між наповню вальною рамкою і пресовою колодкою, наведені в табл. 13.1.

Таблиця 13.1

Вихідні дані до розрахунку конструктивних параметрів пресового механізму

Варіант	a , мм	b , мм	h , мм	p_0 , МПа	δ , кг/м ³	V_b , м/с	$G_{\text{пл}}$, кН	G_1 , кН	z , м
1	500	400	150	0,40			226	0,16	
2	600	500	200	0,41			628	0,20	
3	800	700	350	0,42			922	2,62	
4	900	600	250	0,43			922	1,92	

5	1000	800	300	0,44	1600	15-25	1609	2,09	0,15
6	1000	800	400	0,45			1913	2,30	
7	1200	800	450	0,46			2452	2,64	
8	1400	1000	400	0,47			4905	3,21	
9	1600	1000	400	0,48			5552	3,45	
10	2000	1600	500	0,49			12998	3,85	

Порядок виконання роботи

Головним показником економічності роботи пресового механізму є відношення роботи стисненого повітря, яке витрачене на чисте пресування, до роботи сил тертя, які виникають в процесі пресування. Визначити це співвідношення можливо за допомогою побудови індикаторної діаграми.

Індикаторна діаграма - це графік зміни тиску p в порожнині пресового циліндра в залежності від шляху S поршня. Індикаторна діаграма знімається спеціальним приладом як при стендових випробуваннях машини, так і в період її експлуатації.

Площа індикаторної діаграми – це робота, яка здійснюється механізмом, записана у відповідному масштабі. За площею індикаторної діаграми і по її формі судять не тільки про корисній і витраченій роботі, а і визначають характер несправності в даній машині.

Якщо на вертикальній осі в деякому масштабі відкласти шлях S поршня, а по горизонтальній - тиск p в порожнині циліндра, то зображені на індикаторній діаграмі точки і ділянки позначають певні етапи в роботі машини.

Корисне навантаження на машину Q (при нижньому розташуванні пресуючого поршня), кН:

$$Q_1 = G_1 + G_2 + G_3, \quad (13.3)$$

де G_1 - вага опоки, кН;

G_2 - вага формувальної суміші, кН;

G_3 - вага моделі та модельної плити, кН.

Приблизно можливо прийняти, що об'єм ущільненої формувальної суміші складає 75 % від об'єму опоки. Тоді:

$$G_2 = 0,75abh\delta g, \quad (13.4)$$

де a, b, h - довжина, ширина і висота опоки, м;

δ - густина суміші, кг/м³

g - прискорення вільного падіння, м/с².

Вага моделі та модельної плити, кН:

$$G_3 = 0,25abh\gamma + G_{пл}, \quad (13.5)$$

де γ - питома вага матеріалу моделі, кН/м³ (для сталі $\gamma = 78$);

$G_{пл}$ - вага модельної плити, кН.

Вага рухомих частин машини в першому наближенні можливо визначити за формулою, кН:

$$Q_2 = 1,25Q_1 \quad (13.6)$$

Загальна вантажепідемність машини, кН:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (13.7)$$

Сила тертя, яка виникає при переміщенні пресового поршня, кН:

$$R = 0,25Q \quad (13.8)$$

Необхідна сила пресування, кПа:

$$P_{\text{пр}} = 100 \left(\frac{\delta - 1}{C} \right)^4, \quad (13.9)$$

де C - коефіцієнт ущільнюємості суміші при пресуванні ($C = 0,6 \dots 0,4$). Залежність коефіцієнта ущільнюємості від висоти опоки визначається за формулою:

$$Ch^{0,19} = 0,92 \quad (13.10)$$

Площа пресового поршня, м^2 :

$$F = \frac{P_{\text{пр}} F_0 + Q + R}{P_0}, \quad (13.11)$$

де F_0 - площа опоки в плані, м^2 ($F_0 = ab$).

Мінімальний діаметр пресового поршня, м:

$$D^{\text{min}} = \sqrt{\frac{4F}{\pi}} \quad (13.12)$$

Висота наповнювальної рамки, м:

$$H = \left(h - \frac{V_M}{F_0} \right) \left(\frac{\delta}{\delta_0} - 1 \right), \quad (13.13)$$

де V_M - об'єм моделі, м^3 ($V_M \approx 0,3abh$).

Будуємо індикаторну діаграму пневматичного пресового циліндра (рис. 13.4).

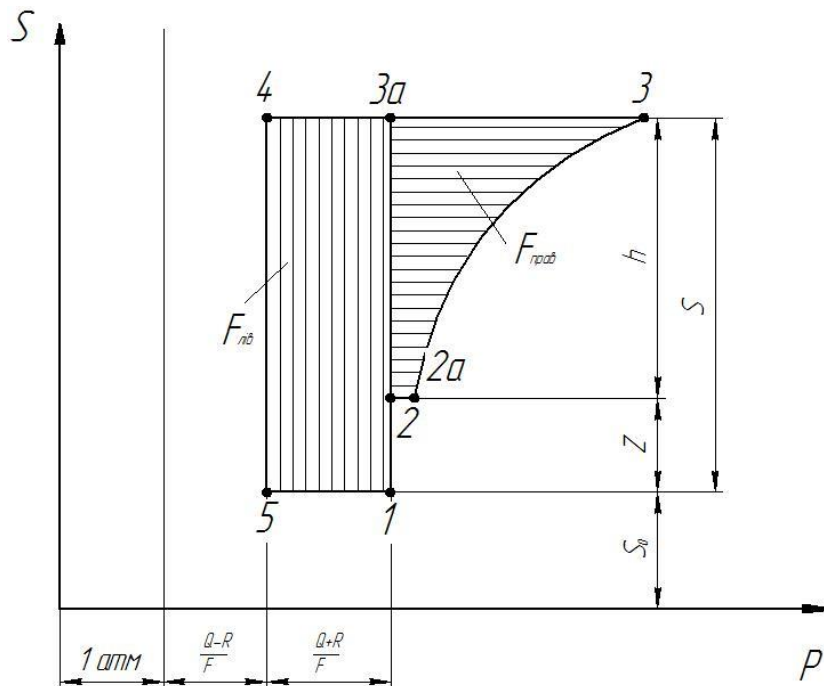


Рисунок 13.4 – Індикаторна діаграма пневматичного пресового циліндра

Точка 1 діаграми відповідає початку підйому поршня. Тиск повітря на поршень повинен бути достатнім, для того щоб перебороти силу тяжіння піднімаючихся частин машини з корисним навантаженням. Q і силу тертя поршня по стінкам циліндра R , кПа:

$$P_1 = \frac{Q + R}{F}, \quad (13.14)$$

Ордината точки 1 діаграми:

$$S_1 = \frac{V_0}{F} = S_0, \quad (13.15)$$

де V_0 - об'єм шкідливого простору, m^3 ;

S_0 - приведена висота шкідливого простору $S_0 = 0,7 \dots 1,2$.

Точка 2 діаграми відповідає такій висоті підйому поршня, при якій вибирається зазор z між наповню вальною рамкою і пресовою колодкою. При цьому допускається, що додаткових опорів, які не дають рухатися поршню вгору, не виникає, тому і тиск повітря в циліндрі повинен залишатися незмінним:

$$P_2 = P_1 \quad (13.16)$$

$$S_2 = S_0 + z \quad (13.17)$$

Точка 2a діаграми відповідає початку впровадження пресової колодки в об'єм наповню вальної рамки.

Тиск під пресовим поршнем зростає з ростом опору форми ущільненню. Так як початкова густина суміші складає $\delta_0 = 1,2 \dots 1,4 \text{ т/м}^3$, то тиск повітря під поршнем зростає скачкоподібно. Величина скачка пропорційна різниці $\delta_0 - 1$, кПа:

$$P_{2a} = P_2 + \left(\frac{\delta_0 - 1}{C} \right)^4 100 \frac{F_0}{F} \quad (13.18)$$

Ордината точки 2а – $S_{2a} = S_2$.

Проміжні точки визначають характер кривої лінії на ділянці 2а - 3, яка відповідає зміні тиску повітря при русі поршня верх. Густина суміші в проміжних точках ($\tau/\text{м}^3$) і тиск пресування (кПа) знаходяться по виразам:

$$\delta_m = \delta_0 \left(\frac{h_m}{h - \frac{V_m}{F_0}} \right) \quad (13.19)$$

$$P_{\text{прт}} = P_{2a} \left(\frac{\delta_m - 1}{C} \right)^4 100 \frac{F_0}{F} \quad (13.20)$$

Точка 3 діаграми відповідає кінцю процесу пресування, коли пресова колодка, перемістившись на всю висоту наповнювальної рамки, запресувала весь об'єм суміші, яка знаходився в цій опоці. В цей період густина формувальної суміші досягає заданої і тиск повітря на пресовий поршень складатиме, кПа:

$$P_3 = P_{2a} + \left(\frac{\delta_0 - 1}{C} \right)^4 100 \frac{F_0}{F} \quad (13.21)$$

Цей тиск не повинен перебільшувати розрахункового тиску стисненого повітря в системі.

Ордината точки 3 – $S_3 = S_0 + z + H$ де H - висота наповнювальної рамки, м.

Точка 4 діаграми відповідає моменту, коли на ділянці 3 - 4 діаграми тиск повітря в циліндрі різко падає в наслідок відкриття вихлопного клапану. Пресовий поршень починає рухатись вниз. Рухаючою силою при цьому буде сила тяжіння рухомих частин машини, корисне навантаження, силою опору руху - тертя поршня по стінкам циліндра і інших рухомих частин по своїм направляючим. При цьому, кПа:

$$P_4 = \frac{Q - R}{F} \quad (13.22)$$

Ордината точки 4 – $S_4 = S_3$.

Точка 5 діаграми відповідає кінцю опускання поршня в вихідне положення:

$$P_5 = P_4 \quad (13.23)$$

Ордината точки 5 – $S_5 = S_1$.

На ділянці 5 - 1 циліндр наповнюється повітрям. Робота пресування виражається на діаграмі площею $F_{\text{прав}}$ (2 - 2а - 3 - 3а - 2). Робота тертя виражається на діаграмі площею $F_{\text{лів}}$ (1 - 3а - 4 - 5 - 1), $\text{кДж}/\text{м}^2$:

$$F_{\text{лів}} = \frac{2R(h + z)}{F} \quad (13.24)$$

По відношенню $\frac{F_{\text{прав}}}{F_{\text{прав}} + F_{\text{лів}}} \geq 0,7$ можливо судити про досконалість конструкції

пресового поршневого механізму.

Індикаторну продуктивність знаходять по формулі:

$$V = (FS + V_0)(p_0 + 1) - V_0 \quad (13.25)$$

де F - площа пресового поршня, м^2 ;

S - хід поршня, м ;

V_0 - об'єм шкідливого простору, м^3 ;

p_0 - тиск повітря в системі, МПа.

Площа перетину впускного отвору, м^2 :

$$f_{\text{вп}} = \frac{FV_{\text{п}}}{V_{\text{в}}}, \quad (13.26)$$

де $V_{\text{в}}$ - швидкість повітря в системі;

$V_{\text{п}}$ - середня швидкість підйому поршня при пересуванні $V_{\text{п}} = 0,015 \dots 0,02$ м/с .

Діаметр впускного отвору, м :

$$d = \sqrt{\frac{4f_{\text{вп}}}{\pi}} \quad (13.27)$$

13.2 Розрахунок важільного механізму

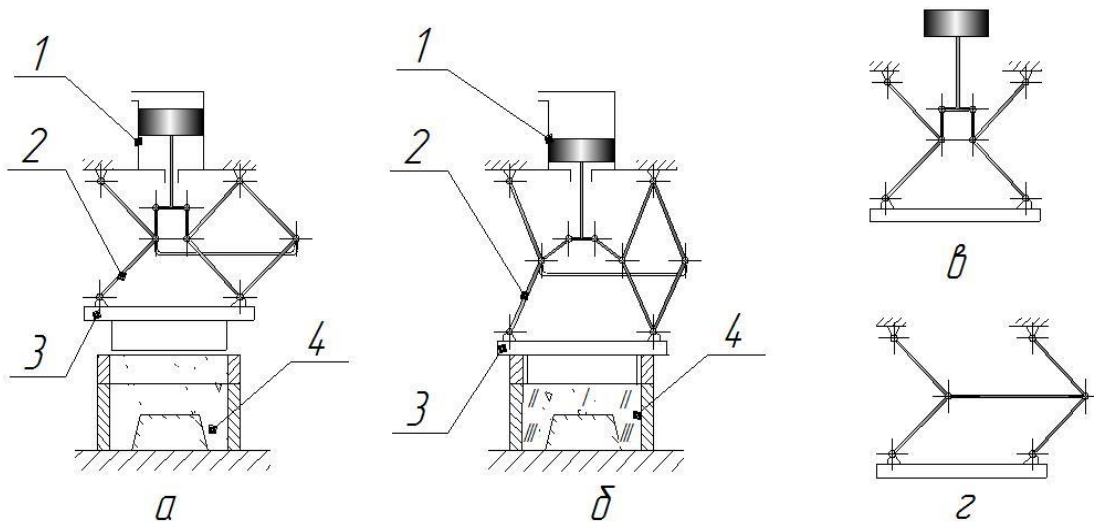
Опір ливарної форми ущільненню пресуванням на початку і на більшій частині ходу пресування дуже малий і зростає до найбільшої величини тільки в кінці ходу пресування.

Прогресуюче збільшення сили пресування по ходу пресового столу при постійному навантаженні робочого циліндру може бути отримано за допомогою приводу з важільним механізмом, приклад якого показано на рис. 13.5.

Цей механізм представляє собою синтез двох пар важелів Ейлера, які дають плавний і прогресивний ріст сили по ходу, з механізмом важільного паралелограма, який забезпечує відсутність перекосів рухомої пресуючої плити.

Підбором співвідношень розмірів ланок шарнірного механізму можливо отримати необхідну закономірність росту зусилля на пресуючій плиті, яке максимально наближається до закономірності росту опору форми при пресуванні. При цьому досить суттєво зменшується площа робочого поршня і скорочуються витрати стисненого повітря.

З урахуванням тертя формувальної суміші по стінкам опоки і моделі може бути розрахована необхідна сила пресування, яка забезпечує необхідну щільність формувальної суміші в найпроблемніших місцях, перш за все в об'ємах навколо моделі (зона III на рис. 13.5, б).



а - перед пресуванням; б - в кінці пресування; в - механізм важелів Ейлера; г - механізм важільного паралелограма
 1 - пресовий циліндр; 2 - важільний механізм; 3 - пресова плита; 4 - формувальна суміш
 Рисунок 13.5 – Схеми роботи важільно-пресового механізму:

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри – довжина, ширина і висота моделі a_m, b_m, H_m ; розміри опоки a, b ; початкова і кінцева густина суміші δ_0, δ , наведені табл. 13.2.

Таблиця 13.2

Вихідні дані до розрахунку конструктивних параметрів важільного механізму

Варіант	$a_m, \text{мм}$	$b_m, \text{мм}$	$a, \text{мм}$	$b, \text{мм}$	$H_m, \text{мм}$	$\delta_0, \text{т/м}^3$	$\delta, \text{т/м}^3$
1	350	250	500	400	75	1,39	1,79
2	400	300	600	500	100	1,38	1,78
3	500	400	800	700	250	1,37	1,77
4	300	300	900	600	150	1,36	1,76
5	450	350	1000	800	200	1,35	1,75
6	500	400	1000	800	250	1,34	1,74
7	500	400	1200	800	350	1,33	1,73
8	600	500	1400	1000	200	1,32	1,72
9	700	600	1600	1000	150	1,31	1,71
10	800	650	2000	1600	350	1,31	1,70

Порядок виконання роботи

Для цього спочатку задається технологічно необхідною напругою в найслабкішому місці форми на рівні модельної плити, кПа:

$$\sigma_4 = 100 \left(\frac{\delta - 1}{C} \right)^4, \quad (13.28)$$

де σ_4 - напруга суміші в нижніх шарах форми (нижня частина зони III).

Напруга суміші у верхній частині об'єма III розраховується за формулою:

$$\sigma_3 = \sigma_4 e^{\frac{H_m \xi f U}{F_{\text{сум}}}}, \quad (13.29)$$

де H_m - висота моделі, м;

ξ - коефіцієнт бокового тиску, $\xi = 0,3 \dots 0,5$ [7];
 f - коефіцієнт зовнішнього тертя ($f = 1 - 0,198$);
 U - периметр тертя розглянутого шару суміші, м.
 $F_{\text{сум}}$ - площа ущільнюваної суміші в плані, м².

$$U = 2(a + b + a_m + b_m), \quad (13.30)$$

де a_m, b_m - параметри моделі, м.

$$F_{\text{сум}} = (ab - a_m b_m) \quad (13.31)$$

Напруга суміші в обсязі II знаходять, користуючись рівнянням стану граничної рівноваги, кПа:

$$\sigma_2 = \frac{\sigma_3 + 2K \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\phi}{2}\right)}{\left(\operatorname{tg}\left(45^\circ - 2\frac{\phi}{2}\right)\right)^2}, \quad (13.32)$$

де K - сила зчеплення частинок формувальної суміші, яка припадає на одиницю площі, $K = 10 \dots 20$ кПа [34];

ϕ - кут внутрішнього тертя ($\phi \approx 30^\circ$).

Напруга суміші в об'ємі I, кПа:

$$\sigma_1 = \frac{\sigma_3 + 2K \operatorname{tg}\left(45^\circ - \frac{\phi}{2}\right) \left[\left(\operatorname{tg}\left(45^\circ - 2\frac{\phi}{2}\right)\right)^2 - 1 \right]}{\left(\operatorname{tg}\left(45^\circ - 2\frac{\phi}{2}\right)\right)^4} \quad (13.33)$$

Необхідна уточнене пресове зусилля, кН:

$$P_{\text{пр}}^{\text{ут}} = \sigma_1 F_m + \sigma_3 F_0 + \sigma_2 f 2(a + b)[h - H_m], \quad (13.34)$$

де $F_m = a_m b_m$ - площа моделі.

Уточнений діаметр пресує поршня, м:

$$D^{\text{ут}} = \sqrt{\frac{4P_{\text{пр}}^{\text{ут}}}{\pi p_0}} \quad (13.35)$$

Для зменшення діаметра пресового поршня можна використовувати систему важеля (рис. 13.6). В цьому випадку необхідне зусилля пресового поршня визначається рівнянням, кН:

$$P_{\text{пр}}^{\text{важ}} = \frac{P_{\text{пр}} \sin \alpha \cos(90 - \alpha - \beta)}{\cos \beta} \quad (13.36)$$

Кути α і β можна приймати рівними 10° і 5° відповідно [34].

В цьому випадку діаметр поршня важільно-пресового механізму визначається виразом, м:

$$D_{\text{важ}} = \sqrt{\frac{4P_{\text{пр}}^{\text{важ}}}{\pi p_0}} \quad (13.37)$$

Визначається необхідний тиск пресування для забезпечення заданої щільності формувальної суміші δ в нижній зоні форми над модельною плитою, кПа:

$$p' = \frac{P_{\text{пр}}^{\text{ут}}}{F_0} \quad (13.38)$$

Розраховується щільність суміші δ' , відповідна тиску p' , т/м³:

$$\delta' = 1 + C(p')^{0,25}, \quad (13.39)$$

Встановлюється нова висота наповнювальної рамки, яка забезпечує розрахунковий параметр δ' , м:

$$H' = \left(H - \frac{V_m}{F_0} \right) \left(\frac{\delta'}{\delta_0} - 1 \right) \quad (13.40)$$

Аналогічно до пункту 13.1 будується і аналізується індикаторна діаграма в координатах $S - P_{\text{пр}}$ (з верхнім розташуванням пресового поршня).

Контрольні запитання

1. За якими ознаками класифікуються методи пресування?
2. В яких умовах відбувається процес ущільнення форми пресуванням?
3. Від чого залежить сила тертя формувальної суміші?
4. Як зростає опір ливарної форми ущільненню пресуванням?
5. Як досить суттєво зменшити площу робочого поршня і скоротити витрати стисненого повітря при пресуванні?
6. Яким чином можливо отримати необхідну закономірність росту зусилля на пресуючій плиті?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 14

РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ СТРУШУЮЧОГО МЕХАНІЗМУ

Мета роботи – ознайомитися із ущільненням струшуванням та принципом дії струшуючих механізмів, визначити конструктивні параметри струшуючого циліндра та побудувати його індикаторну діаграму.

Теоретичні відомості

Процес ущільнення струшуванням - найбільш поширений, широкоуніверсальний, досить простий і надійний спосіб формування, найбільшою мірою наближений до технологічних вимог щодо розподілу густини суміші по висоті форми. Цей процес не

відрізняється високими вимогами до суміші і оснащення. Однак він, поряд із зазначеними перевагами, має низку істотних недоліків, а саме [34]:

- струшуючі формувальні машини не забезпечують необхідної геометричної і розмірної точності виливків;
- робота супроводжується шумом, вібрацією, пиловиділенням, передачею енергії удару на навколишні будівлі, споруди та ін.

Застосування струшування в комбінації з пресуванням зменшує ці недоліки, але не виключає їх повністю.

При ущільненні формувальної суміші в опоці на струшуючій машині стіл машини разом з опокою при кожному ударі піднімається на висоту $h = 30 \dots 100$ мм, і падаючи з цієї висоти, вдаряється об перешкоду. Ущільнення формувальної суміші в опоці відбувається при ударі столу під дією сил інерції суміші.

Головною особливістю такого імпульсного навантаження суміші при кожному ударі струшування є короткочасність дії стискаючих напруг, або сил інерції суміші, які виникають в суміші на протязі дуже малого проміжку часу.

Розподіл густини суміші по висоті форми при струшуванні повинен відповідати закономірності зміни вертикальних стискаючих напружень. Графік зміни щільності по висоті форми представлений на рис. 14.1.

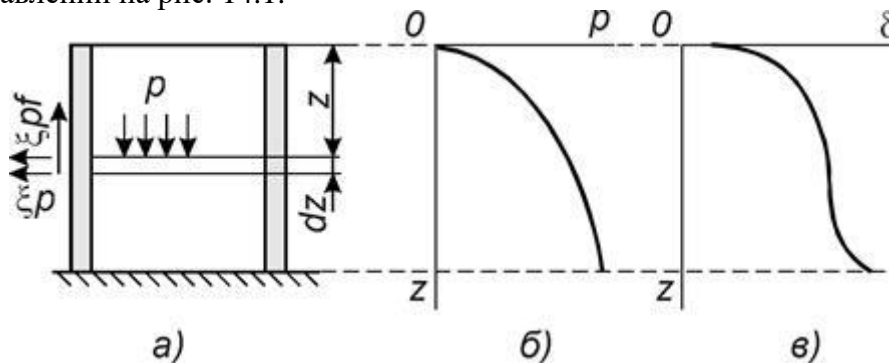


Рисунок 14.1 – Розподіл стискають напруг і щільності суміші по висоті форми при струшуванні

З рис. 14.1 видно, що верхні шари суміші практично не ущільнюються, в той час як в нижніх шарах спостерігається навіть деякий переущільнення. Практика показує, що при збільшенні числа ударів струшування, в суміші, яка примикає до модельної плити, можуть утворитися тріщини.

Густину суміші верхніх шарів можна підвищити тільки додатковим ущільненням. Найчастіше після струшування здійснюють допресовку [34]. З метою зниження часу виготовлення форми, можна застосувати динамічну допресовку за допомогою вантажу, який накладається на суміш перед струшуванням. Зазвичай це чавунна плита, з розмірами, які відповідають розмірам опоки в світлі і висоту, яка визначається відповідно до необхідної кінцевої твердості суміші і заданого числа ударів струшування.

При формуванні високих моделей можливе утворення рихлот у верхній частині вертикальних стінок. Це викликано відхиленням потоку деформуємої суміші від вертикального напрямку при зісковзуванні з верхньої площини моделі. Для запобігання цього дефекту необхідно округляти верхні кути високих моделей, а при подальшому пресуванні слід використовувати профільну пресову колодку.

Ущільнення суміші на струшуючих машинах характеризується наступними факторами: швидкістю столу до і після удару; жорсткістю удару (визначається жорсткістю пружної прокладки між станиною та столом); числом ударів, які необхідні на ущільнення однієї напівформи при заданих фізико-механічних властивості суміші.

Число ударів на одну форму не може бути критерієм ущільнюючого впливу при струшуванні, так як самі удари струшуючого столу можуть бути різними, більш потужними або ж більш слабкими.

В першому наближенні за міру ущільнюючої дії на формувальну суміш при струшуванні приймають питому роботу струшування, яка повідомлена суміші за n ударів стола і віднесена або до одиниці площі опоки, (кгс·см/см²):

$$a = \frac{Q}{F} h n \eta \quad (14.1)$$

або до 1 кг суміші (кгс·см/кг)

$$a_0 = h n \eta, \quad (14.2)$$

де Q - вага формувальної суміші в опоці, кгс;

F - площа опоки, см²;

h - висота підйому струшуючого столу, см;

$\eta = 0,3 \dots 0,7$ - коефіцієнт використання потенціальної енергії струшуючого столу при його падінні [35].

Зміна висоти струшування h в межах від 20 до 100 мм не впливає на отримуюому степінь ущільнення δ при умові постійної питомої роботи a . Проте при збільшенні h одна й та сама робота a повідомляється суміші при меншому n числі ударів струшування одної форми, і продуктивність машини зростає.

Занадто велике число ударів струшування n на одну форму може призвести до часткового розрихлення форми і виникненню тріщин в формі.

Залежність середньої степені ущільнення формувальної суміші від питомої роботи струшування виражається емпіричним рівнянням:

$$\delta = 1000 + K a^{0.3}, \quad (14.3)$$

де a - питома робота струшування, Дж/м².

$K = 0,35 \dots 0,55$ - коефіцієнт ущільнюємості форми струшуванням.

Із рівняння (14.3) легко отримати вираз для роботи при ущільненні ливарної форми струшуванням:

$$A = F \left(\frac{\delta - 1000}{K} \right)^{3.3} \quad (14.4)$$

де F – площа опоки, м²;

Основним вузлом струшуючої формувальної машини є струшуючий механізм. Струшуючі механізми можуть бути класифіковані за такими ознаками:

- по роду приводу;
- за характером робочого процесу;
- за ступенем амортизації ударів;
- за типом розподілу повітря.

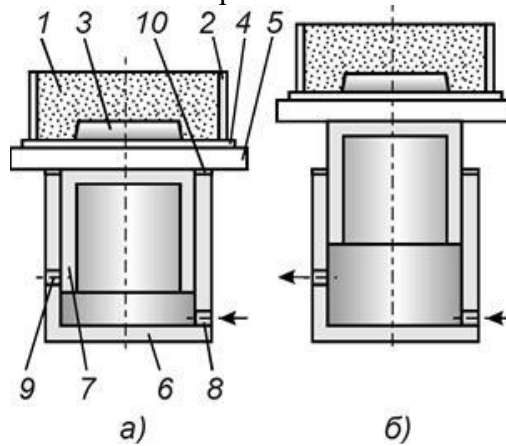
Основний привід сучасних струшуючих механізмів - пневматичний, який працює від мережі стисненого повітря ($P_v = 0,6$ МПа).

За характером робочого процесу струшуючі механізми бувають:

- без відсічення і розширення повітря;
- з відсічкою і без розширення повітря;
- з відсічкою і з розширенням повітря.

Якщо в механізмі періодично відкриваються і закриваються вихлопні отвори, а стиснене повітря подається безперервно (рис. 14.2), то такі механізми називаються

струшуючими без відсічки і розширення повітря. Вони прості і надійні в експлуатації, але не економічно використовують стиснене повітря.



1 - формувальна суміш; 2 - опока; 3 - модель; 4 - підмодельна плита; 5 - стіл; 6 і 7 - поршнева пара; 8 і 9 - підвідний і випускний трубопроводи; 10 - пружні прокладки.

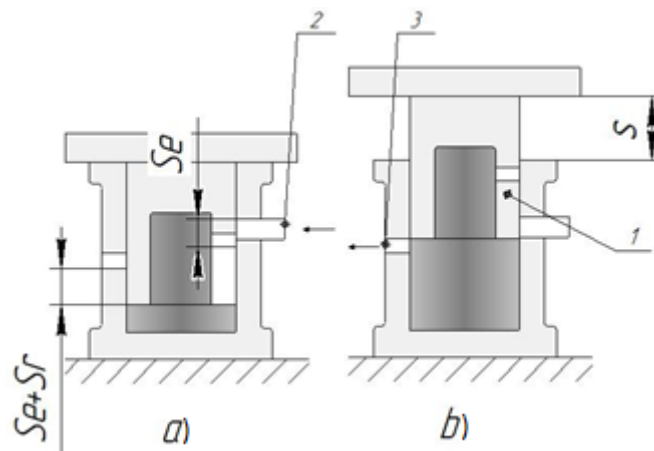
Рисунок 14.2 – Схема струшуючого механізму, який працює без відсічки і розширення

Якщо при підйомі поршня в якийсь момент впускний отвір закривається, то це механізм з відсічкою стисненого повітря. При цьому можливо два положення вихлопних отворів. Якщо одночасно з закриттям впускних отворів (відсічка подачі повітря) відкриються випускні отвори, то такий механізм буде називатися з відсічкою без розширення стисненого повітря. Якщо після закриття впускних отворів випускні відкриються після проходження поршнем деякого шляху, то такий механізм буде називатися з відсічкою і розширенням стисненого повітря, а ця ділянка шляху - ходом розширення.

Механізм з відсічкою без розширення повітря влаштований так само як і механізм з відсічкою і розширення, тільки вихлопний отвір розташовано нижче і починає відкриватися в момент повного закриття впускного отвору.

По економічності роботи такі механізми займають проміжне положення між механізмами без відсічки і з відсічкою і розширенням.

На рис. 14.3 приведена схема струшуючого механізму з відсічкою і розширенням повітря. Коли поршень пройде з положення a шлях наповнення S_e , припиняється впуск стисненого повітря в циліндр, тобто відбувається відсічка повітря. Але в цей момент вихлопні отвори ще не почали відкриватися. На ділянці шляху - S_r порожнина циліндра ізолювана, і в ній буде відбуватися лише розширення стисненого повітря. Механізми з відсіченням і розширенням найбільш економічні.



а) положення до початку подачі повітря; б) положення в період вихлопу повітря:
1 - стіл; 2 - впускний отвір; 3 - випускний отвір

Рисунок 14.3 – Схема струшуючого механізму з відсічкою і розширенням повітря

При роботі механізму енергія удару частково переходить в роботу ущільнення суміші, а значна її частина може передаватися на фундамент машини. Виникаючі при цьому коливання

грунту здійснюють шкідливий вплив на робітників і на будівлю. При використанні великих машин можливі значні пошкодження несучих конструкцій будівлі цеху, тому, при створенні струшуючих механізмів вживають заходів щодо зниження впливу ударів на фундамент машин. При цьому існує три можливості: удар передається повністю, удар передається частково, удар не передається на фундамент. Відповідно розрізняють наступні види струшуючих механізмів [35]:

- без амортизації удару;
- з частковою амортизацією удару (з пом'якшенням удару);
- з повною амортизацією удару.

Струшуючі машини, у яких удар безпосередньо передається на фундамент, називаються машинами без амортизації ударів. В такому механізмі удар, який сприймається прокладкою через гільзу циліндра струшування, передається на фундамент, на якому встановлена машина (рис. 14.2).

Приклад механізму з пом'якшенням удару наведено на рис. 14.4.

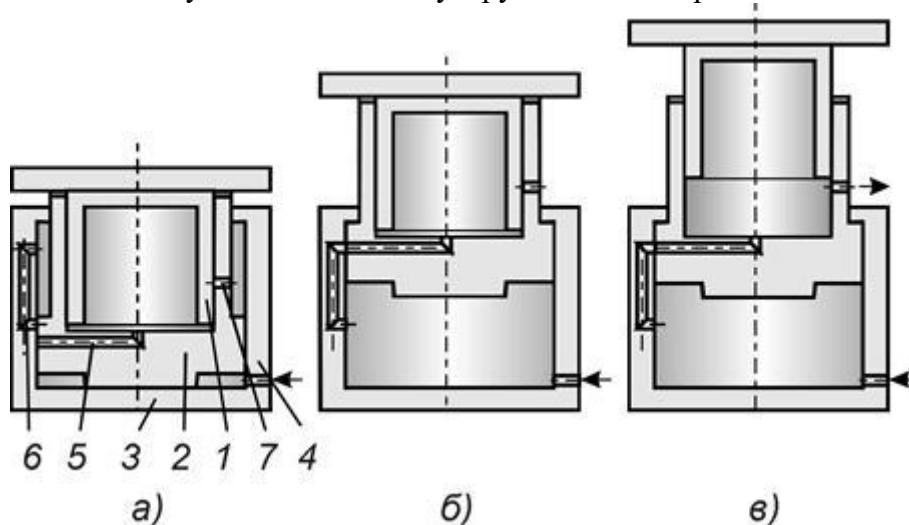


Рисунок 14.4 – Струшуючий механізм з пом'якшенням удару

Механізм складається з циліндра 3 з підйомним поршнем 2, об'єднаним з струшувати циліндром, в якому встановлений струшуючий поршень 1. При включенні машини, стиснене повітря через впускний отвір 4 надходить в поршневу порожнину підйомного циліндра 3 і поршень 2 піднімається у верхнє положення (рис. 14.4, б). Поршнева порожнина струшуючого циліндра через обвідний канал 6 в стінці підйомного циліндра 3 і канал 5 в підйомному поршні 2 з'єднується з поршневою порожниною циліндра 3.

З цього моменту починається процес ущільнення струшуванням (рис. 14.4, в), аналогічно рис. 14.3.

Енергія удару столу по прокладці передається на фундамент через об'єм стисненого повітря в підйомному циліндрі. Частина енергії витрачається на деформацію повітря і розсіюється у вигляді тепла, тому вплив ударів на фундамент послаблюється.

З порівняння рис. 14.4 і 14.3 видно, що механізм з пом'якшенням ударів за допомогою стисненого повітря, складніше конструктивно і при одній і тій же вантажепідемності більше за розмірами. З цієї причини машини великої вантажепідемності виготовляють так, як показано на рис. 14.3, але встановлюють їх на фундамент 1 з пружним шаром 2 (рис. 14.5). Як пружний шар використовують дерев'яні бруси або пробку. Під гайки 5 фундаментних болтів 3 встановлюють пружини 4.

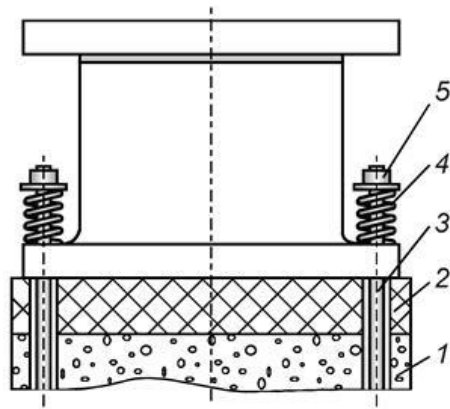


Рисунок 14.5 – Конструкція пружного фундаменту

Найбільшого поширення набули машини з повною амортизацією ударів (рис. 14.6).

Під «амортизацією» пневматичного двигуна розуміють таку його конструкцію, при якій одна або обидві маси, які контактують з ударом, забезпечені пружними елементами, наприклад, пружинами стиснення, пневматичними балонами. В результаті стиснення пружних елементів в період впуску повітря енергія накопичується, а в період вихлопу перетворюється в роботу удару. Це дозволяє за відносно короткий час подати в циліндр більше енергії, а значить, здійснити велику корисну роботу, тобто підвищити потужність струшуючого механізму.

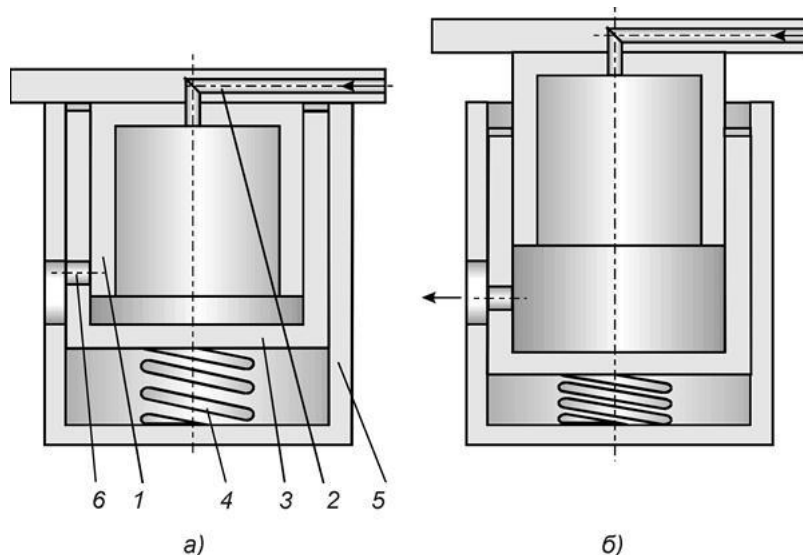


Рисунок 14.6 – Струшуючий механізм з повною амортизацією удару

Струшуючий механізм, зображений на рис. 19 відрізняється від розглянутих вище механізмів схемою підведення стисненого повітря 2 і наявністю масивного циліндра-амортизатора 3. Циліндр-амортизатор 3 є одночасно струшуючим циліндром. Він поміщений в направляючий циліндр 5 і опирається на пружину 4.

При подачі стисненого повітря через канали 2 в столі машини (рис. 14.6, а) починається рух поршня 2 зі столом вгору, а циліндра-амортизатора 3 - вниз. При цьому відбувається стиснення пружини 4. Після того як відкриється випускний отвір 6, тиск стисненого повітря в поршнєвій порожнині впаде, але обидва елементи будуть рухатися деякий час за інерцією (рис. 14.6, б). Після зупинки поршень 1 почне падати під дією сили тяжіння, а циліндр-амортизатор 3 підніметься під дією пружини 4. У момент їх зустрічі відбудеться удар і ущільнення суміші. При цьому енергія удару на фундамент майже не передається.

За типом розподілення повітря струшуючі механізми бувають:

- з поршнеvim розподілом;
- з розподілом за допомогою простого односидільного клапану;

- з розподілом за допомогою перекидного двосидільного клапану;
- золотниковим розподілом стисненого повітря.

Поршньовий розподіл повітря здійснюється рухом поршня, який під час роботи відкриває або закриває впускні або випускні отвори. Механізм з таким розподілом широко застосовують у відносно невеликих машинах завдяки простоті і надійності в роботі; недолік - неможливість регулювання висоти струшування

На рис. 14.7 представлена схема струшуючого механізму з відсічкою стисненого повітря простим односидільним клапаном.

Працює такий механізм наступним чином. У вихідному положенні (рис. 14.7, а) стержень клапана 4 опирається на дно циліндра 5. При цьому клапан не торкається сідла, виконаного в перегородці поршня 3. При включенні машини, стиснене повітря через канал 1 в столі і отвір в перегородці поршня проходить в поршневу порожнину струшуючого циліндра 5. Поршень починає підніматися, а масивний клапан залишається на місці. В деякий момент сідло торкнеться клапана, і отвір закриється (рис. 14.7, б).

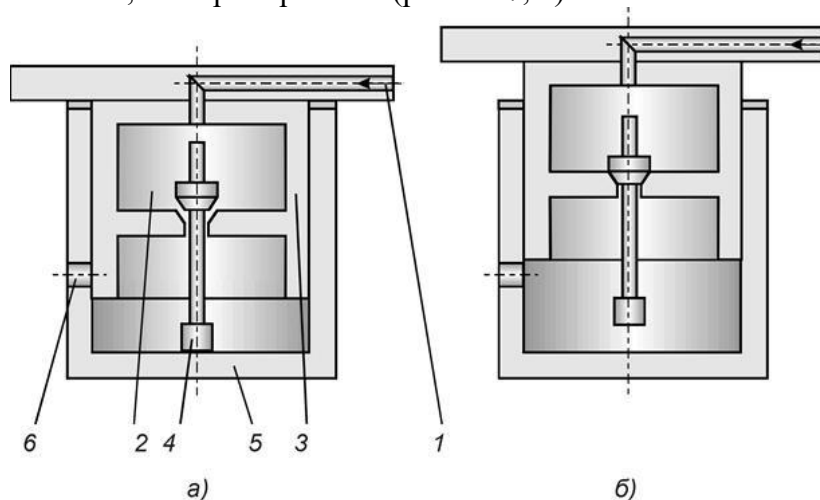


Рисунок 14.7 – Струшуючий механізм з односидільним клапаном

Подальший рух поршня буде визначатися взаємним розташуванням нижньої кромки поршня 3 і випускного отвору 6. Якщо одночасно з закриттям клапана відкриється випускний отвір, то поршень буде рухатися вгору тільки за інерцією. Якщо в момент закриття клапана, випускний отвір ще буде закрито, рух буде відбуватися спочатку за рахунок розширення стисненого повітря, а потім за інерцією. Після зупинки поршня у верхній точці, він почне падати. Коли нижній торець клапана упреться в дно циліндра, отвір відкриється. Стиснене повітря почне надходити в поршневу порожнину. Механізм готовий почати наступний підйом поршня відразу після удару.

Як видно з рис. 14.7 в даному механізмі відсічка стисненого повітря здійснюється клапаном, а вихлоп перемикається поршнем, тобто має місце змішаний розподіл повітря.

Наявність клапана дозволяє регулювати момент відсічки стисненого повітря, але для цього необхідно частково розібрати механізм. Моменти відкриття і закриття вихлопного отвору не регулюються [35].

Вільними від зазначених недоліків є механізми з двосидільними клапанами (рис. 14.8) і з золотником (рис. 14.9). В обох конструкціях керуючий пристрій виконано у вигляді окремого вузла і розташований поза циліндром, що дозволяє легко вести корективи.

На рис. 14.8 наведено пневматичний струшуючий механізм з розподілом повітря, яке здійснюється за допомогою перекидного клапана.

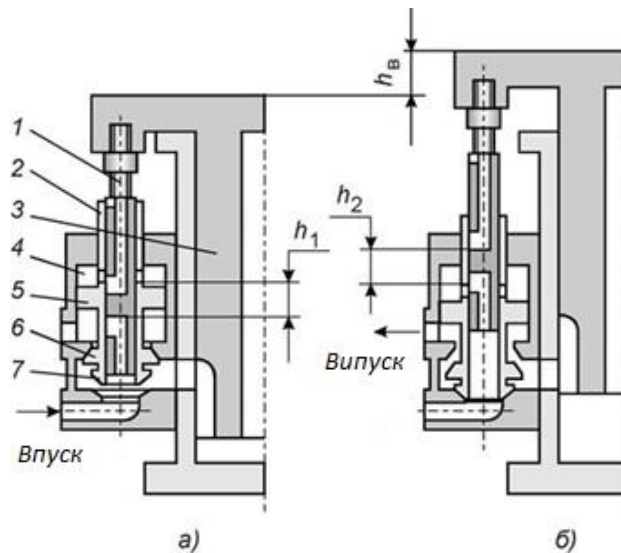


Рисунок 14.8 – Струшуючий механізм з двосидільним перекидним клапаном

Нижня тарілка 7 клапана відкриває отвір, по якому стиснене повітря надходить у струшуючий циліндр. Верхня тарілка 6 клапана відкриває випускний отвір, який з'єднує струшуючий циліндр з атмосферою. У нижньому положенні струшуючого поршня 3, клапан тиском стисненого повітря піднято. Випускний отвір закрито, а впускний відкрито. Струшуючий поршень 3 з столом піднімається. По мірі підйому струшуючого столу за ним рухається плунжер 2, встановлений в клапані. Цей плунжер переміщується вгору під дією тиску стисненого повітря на його нижній торець. Плунжер 2 весь час упирається верхнім торцем в регулюючого гвинт 1, вернутий в струшуючий стіл.

Коли струшуючий поршень пройде шлях наповнення h_1 , стиснене повітря по нижньому каналу в плунжері потрапить в простір 4 над поршнем 5 клапана, і клапан опуститься в нижнє положення, закривши впускний отвір і відкривши випускний отвір. При ході струшуючого столу вниз (рис. 14.8, б) клапан буде тримати випускний отвір відкритим до тих пір, поки простір 4 над поршнем 5 клапана не сполучиться з атмосферою через верхній канал в плунжері. Це станеться, коли до кінця ходу залишиться деяка відстань h_2 . У цей момент повітря з простору 4 піде в атмосферу, і клапан знову підніметься в верхнє положення, закривши випускний і відкривши вихідний отвір.

Даний повітродозподільний пристрій легко регулюється переміщенням регулюючого гвинта 1. При вкрученні гвинта в стіл зазор між його головкою і плунжером 2 збільшується, а висота струшування зменшується і навпаки.

Пневматичний струшуючий механізм з золотниковим розподілом повітря представлений на рис. 14.9.

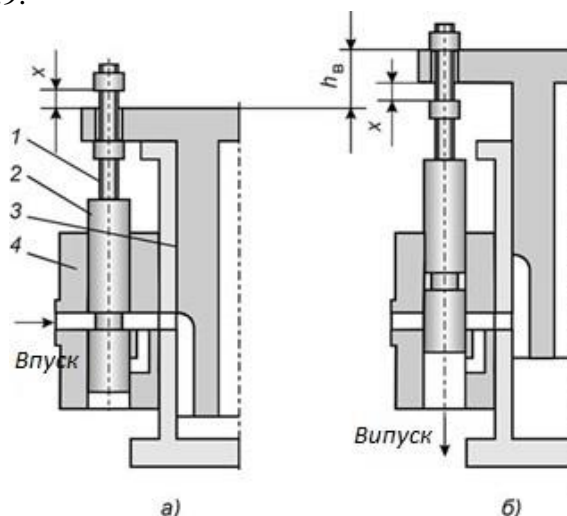


Рисунок 14.9 – Струшуючий механізм з золотниковим розподілом повітря

Золотник не має жорсткого кріплення до струшуючого столу. Він може рухатись відносно столу на величину x , яка регулюється переміщенням гайок на штоку золотника.

При ході струшуючого поршня вгору стіл спочатку проходить шлях x , вибираючи зазор до верхньої гайки (рис. 14.9, а), і тільки потім тягне за собою золотник. На початку падіння струшуючого столу золотник затримується силами тертя в корпусі і відстає від столу. Тому в процесі падіння стіл спочатку вибере зазор x до нижньої регулюючої гайки (рис. 14.9, б) і тільки потім почне штовхати вниз золотник.

Таким чином, відкриття і закриття впускного і випускного отворів здійснюється переміщенням золотника. Регулювання моментів відкриття і закриття отворів досягається зміною величини зазору x і переміщенням золотника щодо столу.

14.1 Розрахунок пневматичної струшуючої формувальної машини без відсічки подачі повітря

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри - довжина, ширина і висота опоки a, b, h ; товщина стінки опоки m ; робочий тиск у системі p_0 ; кінцева і початкова густина суміші δ, δ_0 , наведені в табл. 14.1.

Таблиця 14.1

Вихідні дані до розрахунку конструктивних параметрів струшуючого механізму

Варіант	a, мм	b, мм	h, мм	m, мм	p_0 , МПа	ρ_m , т/м ³	δ , т/м ³	δ_0 , т/м ³
1	500	400	150	1,5	0,50	7,6	1,80	1,39
2	600	500	200		0,51		1,79	1,38
3	800	700	350		0,52		1,78	1,37
4	900	600	250		0,53		1,77	1,36
5	1000	800	300		0,54		1,76	1,35
6	1000	800	400		0,55		1,75	1,34
7	1200	800	450		0,56		1,74	1,33
8	1400	1000	400		0,57		1,73	1,32
9	1600	1000	400		0,58		1,72	1,31
10	2000	1600	500		0,59		1,71	1,30

Порядок виконання роботи

Визначається загальна вантажепідємність машини і силу тертя при переміщенні поршня.

Площа струшуючого поршня, м²:

$$F_n^{\min} = a \frac{Q+R}{p_0}, \quad (14.5)$$

де $a = 1,05 \dots 1,10$ - коефіцієнт, який враховує можливі протікання стиснутого повітря.

Q - сила тяжіння піднімаємих частин машини, Н;

R - сила тертя в поршневій парі, Н.

Сила тяжіння піднімаємих частин машини, Н:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (14.6)$$

де Q_1 - вага корисного навантаження, Н;

Q_2 - вага рухомих частин машини, Н.

Вага корисного навантаження (вага опоки і суміші), Н:

$$Q_1 = 9,81(2(abhm)\rho_m), \quad (14.7)$$

Вага рухомих частин машини, Н.

$$Q_2 = 9,81((abh)\delta) \quad (14.8)$$

Сила тертя в поршневій парі, Н:

$$R = 0,25Q \quad (14.9)$$

При наступних ходах струшування надлишковий тиск під поршнем на початку його руху вгору може бути і трохи менше $p_0 = \frac{Q + R}{F_n^{\min}}$ внаслідок підкидання вгору поршня не тільки тиском стисненого повітря, але ще і силою пружного відновлення поверхонь машини, які контактують з ударом.

Так само тиск на початку ходу може знадобитися дещо більшим, ніж p_0 , внаслідок інерції піднімаються частин [34].

У більшості струшуючих формувальних машин після початку руху при нормальних умовах підвищення тиску коливається в межах від 50 до 100 кПа. Тому розрахунок необхідної площі струшуючого поршня проводять за виразом:

$$F_n = \frac{Q + R}{p_0 - 1 \times 10^5} \quad (14.10)$$

Мінімальний діаметр струшуючого поршня, м:

$$D^{\min} = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi}} \quad (14.11)$$

Будуємо індикаторну діаграму на якій в певному масштабі по осі ординат відкладається шлях поршня S (м), а по осі абсцис - тиск повітря під поршнем p (кПа) (рис. 14.10).

Точка 1 відповідає початку руху поршня вгору. Тиск повітря під поршнем має врівноважити опір руху поршня, кПа:

$$P_1 = \frac{Q + R}{F_n} \quad (14.12)$$

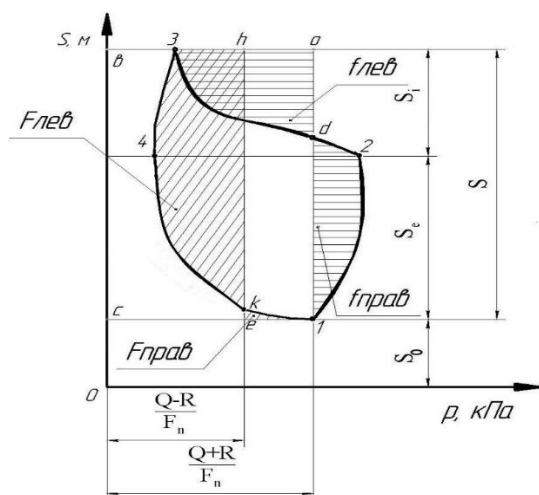


Рисунок 14.10 – Індикаторна діаграма струшуючого механізму без відсічки подачі повітря
Друга координата точки 1 дорівнює висоті "шкідливого" простору:

$$S_1 = S_0 = \frac{V_0}{F_n}, \quad (14.13)$$

де V_0 - об'єм "шкідливого" простору струшуючого циліндра, м^3 .

Для машин з поршневим поширенням повітря, м:

$$S_0 = (0,75 \dots 1,00)S, \quad (14.14)$$

де $S = 0,06 - 0,08$ м - висота струшування.

На шляху від точки 1 до точки 2 проходить наповнення циліндра повітрям; тиск під поршнем підвищується внаслідок надходження стисненого повітря з мережі, в більшості струшуючих машин при нормальних умовах збільшення тиску $P_2 - P_1$ коливається зазвичай в межах від 50 до 100 кПа, тобто $P_2 = P_1 + (50 \dots 100)$ кПа. Шлях наповнення S_e від точки 1 до точки 2 по практичним даним складає, м:

$$S_e = (0,40 \dots 0,50)S \quad (14.15)$$

Отже, м:

$$S_2 = S_0 + S_e = S_0 + (0,40 \dots 0,50)S \quad (14.16)$$

У точці 2 відкривається вихлопний отвір, повітря з порожнини циліндру виходить в атмосферу, тиск в циліндрі падає, незважаючи на постійне надходження повітря, так як загальний перетин вихлопних отворів виконують значно (від 3 до 5 разів) більше перетину впускного отвору.

До точки d діаграми тиск повітря на поршень перевищує силу опору руху. Від точки d до точки 3 поршень рухається по інерції, м:

$$S_i = (0,60 \dots 0,70)S_e \quad (14.17)$$

Точка 3 відповідає моменту, коли поршень, витративши кінетичну енергію, зупиняється і починає падати вниз.

При русі поршня вниз рушійною силою є сила $Q - R$, а силою опору - тиск повітря під поршнем.

Тому, кПа:

$$P_3 < \frac{Q - R}{F_n} \quad (14.18)$$

При досить великому перерізі вихлопного отвору надлишковий тиск в точці 3 найчастіше лежить в межах від 40 до 60 кПа.

$$P_3 = 40 \dots 60 \text{ кПа}$$

$$S_3 = S_0 + S_e + S_i, \text{ м} \quad (14.19)$$

При русі поршня вниз триває вихлоп і подальше падіння тиску в циліндрі.

Точка 4 відповідає моменту закриття вихлопного отвору. Надмірний тиск в циліндрі в точці 4 в машинах без відсічення подачі повітря здебільшого лежить в межах від 20 до 50 кПа.

Таким чином:

$$P_4 = 20 \dots 50 \text{ кПа} \quad (14.20)$$

$$S_4 = S_0 + S_e, \text{ м} \quad (14.21)$$

На ділянці 4 - 1 також триває впуск повітря (відсічка не передбачена) і стиснення його в циліндрі. У кінцевій точці 1 діаграми здійснюється удар струшуючого столу про фланець циліндра і ущільнення формувальної суміші в опці.

Потім відбувається черговий цикл підйому і удару поршня.

Проведем аналіз індикаторної діаграми дозволяє визначити енергію, яка повідомлену поршню при падінні струшуючого столу і його підйомі.

Питома енергія (робота, віднесена до 1 м^2 площі поршня), удару столу машини після завершення руху поршня вниз, кДж/м²:

$$e = \frac{Q - R}{F_n} \quad (14.22)$$

Без врахування тиску стисненого повітря вона може бути виражена площею $c - b - h - e - c$ на індикаторної діаграмі. Якщо від цієї роботи відняти опір стисненого повітря під поршнем машини, який представлене площею $3 - 4 - 1 - c - b - 3$, вийде питома енергія удару e в кДж на 1 м^2 площі поршня:

$$e = \left(\Pi_n (c - b - h - e - c) - \Pi_n (3 - 4 - 1 - c - b - 3) \right) \frac{K_n}{\mu_p \mu_s} \quad (14.23)$$

$$e = \left(F_{\text{лів}} - F_{\text{прав}} \right) \frac{K_n}{\mu_p \mu_s}, \quad (14.24)$$

де K_n - постійна планіметра (прилад для вимірювання площ);

μ_p і μ_s - масштаби відповідно тиску s шляху.

Питома енергія, яка повідомляється поршню на ділянці 1 - 3, складається з питомої енергії стисненого повітря $a_{ст.пов}$ і питомої енергії відбиття столу e' після попереднього удару.

Вся ця повідомлена поршню енергія витрачається на подолання сил опору $\frac{Q+R}{F_n}$ на шляху S . Замінивши величину $a_{ст.пов}$ еквівалентною площею на діаграмі, а величину $\frac{Q+R}{F_n} S$ - площею прямокутника 1 - a - b - c - 1 отримаємо:

$$\Pi_{л}(1 - 2 - 3 - b - c - 1) + e' = \Pi_{л}(1 - a - b - c - 1) \quad (14.25)$$

Звідки, кДж/м²:

$$e' = (f_{лів} - f_{прав}) \frac{K_n}{\mu_p \mu_s} \quad (14.26)$$

Частіше за все $e' = (0,10 \dots 0,15)e$ кДж/м².

Отриману енергію удару і енергію відбиття, віднесені до 1 м² площі поршня, можна перерахувати на 1 кН падаючих частин.

$$e_0 = \frac{eF_n}{Q} \quad (14.27)$$

$$e'_0 = \frac{e'F_n}{Q} \quad (14.28)$$

Визначивши e_0 , можна знайти коефіцієнт, який враховує частку використання потенційної енергії струшуючого столу при падінні:

$$\eta = \frac{e_0}{S} \quad (14.29)$$

За звичай $\eta = 0,30 \dots 0,70$.

Головними чинниками, які впливають на індикаторну діаграму, є елементи розподілу повітря, тиск повітря, навантаження та ін.

Зі збільшенням шляху наповнення S_e збільшується і S_i , загальна висота підйому столу. Вихлоп виходить більш глибоким і енергія удару, як правило, збільшується. Аналогічним чином впливає збільшення тиску повітря, зменшення навантаження і сили тертя.

Перетин впускного отвору $f_{вп}$ визначається з умови нерозривності потоку повітря:

$$f_{вп} V_{вп} = F_n V_n \quad (14.30)$$

$$f_{вп} = \frac{F_n V_n}{V_{вп}}, \quad (14.31)$$

де V_n - середня швидкість підйому поршня, $V_n = 0,5 \dots 0,6$ м/с;

$V_{вп} = 15 \dots 25$ м/с - швидкість проходу повітря через впускний отвір.

Діаметр впускного отвору, мм:

$$d_{\text{вп}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{вп}} 10^6}{\pi}} \quad (14.32)$$

Перетин вихлопних отворів приймається від 3 до 5 разів більше впускного.

Витрата стисненого повітря на одне струшування з практичних даними для машин без відсічення можна визначити з співвідношення, м³:

$$V = (1,2 \dots 1,3) V_{\text{вп}} \quad (14.33)$$

де $V_{\text{вп}}$ - об'єм повітря при наповненні циліндра на шляху S_e віднесений до тиску стисненого повітря в мережі p_0 , м³:

$$V_{\text{вп}} = F_n (S_0 + S_e) \frac{p_2}{p_0} - F_n S_0 \frac{p_1}{p_0} \quad (14.34)$$

Продуктивність 1 м³ витраченого повітря, кДж/м³:

$$e_b^1 = \frac{e F_n}{V} \quad (14.35)$$

Величина e_b^1 є показником економічності роботи пневматичного струшуючого механізму; для існуючих конструкцій струшуючих машин знаходиться в межах від 25 до 35 кДж/м³.

14.2 Розрахунок пневматичної струшуючої формувальної машини з відсічкою подачі повітря і розширенням повітря в замкнутому просторі

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри – довжина, ширина і висота опоки a, b, h ; товщина стінки опоки m ; робочий тиск у системі p_0 ; кінцева і початкова густина суміші δ, δ_0 , наведені в табл. 14.2.

Таблиця 14.2

Вихідні дані до розрахунку конструктивних параметрів струшуючого механізму

Варіант	a, мм	b, мм	h, мм	m, мм	p_0 , МПа	$\rho_{\text{м}}$, т/м ³	δ , т/м ³	δ_0 , т/м ³
1	500	400	150	1,5	0,50	7,6	1,80	1,39
2	600	500	200		0,51		1,79	1,38
3	800	700	350		0,52		1,78	1,37
4	900	600	250		0,53		1,77	1,36
5	1000	800	300		0,54		1,76	1,35
6	1000	800	400		0,55		1,75	1,34
7	1200	800	450		0,56		1,74	1,33
8	1400	1000	400		0,57		1,73	1,32
9	1600	1000	400		0,58		1,72	1,31
10	2000	1600	500		0,59		1,71	1,30

Порядок виконання роботи

Визначається загальна вантажепідємність машини і сила тертя при переміщенні поршня.

Площа струшуючого поршня, м²:

$$F_n^{\min} = a \frac{Q+R}{p_0}, \quad (14.36)$$

Де $a = 1,05 \dots 1,10$ - коефіцієнт, який враховує можливі протікання стиснутого повітря.

Q - сила тяжіння піднімаємих частин машини, Н;

R - сила тертя в поршневій парі, Н.

Сила тяжіння піднімаємих частин машини, Н:

$$Q = Q_1 + Q_2 \quad (14.37)$$

де Q_1 - вага корисного навантаження, Н;

Q_2 - вага рухомих частин машини, Н.

Вага корисного навантаження (вага опоки і суміші), Н:

$$Q_1 = 9,81(2(a b h m)\rho_m) \quad (14.38)$$

Вага рухомих частин машини, Н.

$$Q_2 = 9,81((a b h)\delta) \quad (14.39)$$

Сила тертя в поршневій парі, Н:

$$R = 0,25Q \quad (14.40)$$

При наступних ходах струшування надлишковий тиск під поршнем на початку його руху вгору може бути і трохи менше $p_0 = \frac{Q+R}{F_n^{\min}}$ внаслідок підкидання вгору поршня не тільки тиском стисненого повітря, але ще і силою пружного відновлення поверхонь машини, які контактують з ударом.

Так само тиск на початку ходу може знадобитися дещо більшим, ніж p_0 , внаслідок інерції піднімаються частин [33].

У більшості струшуючих формувальних машин після початку руху при нормальних умовах підвищення тиску коливається в межах від 50 до 100 кПа. Тому розрахунок необхідної площі струшуючого поршня проводять за виразом:

$$F_n \geq a \frac{Q+R}{p_0 - 1 \times 10^5} \quad (14.41)$$

Мінімальний діаметр струшуючого поршня, м:

$$D^{\min} = \sqrt{\frac{4F_n}{\pi}} \quad (14.42)$$

Будуємо індикаторну діаграму на якій в певному масштабі по осі ординат відкладається шлях поршня S (м), а по осі абсцис - тиск повітря під поршнем p (кПа) (рис. 14.11).

Індикаторна діаграма струшуючого циліндра при наявності відсічки повітря (рис. 14.11) відрізняється від діаграми механізму без відсічки повітря, в основному тим, що вона має на лінії ходу поршня вгору додаткову ділянку розширення повітря в замкнутому просторі циліндра, а на лінії ходу вниз - відповідну ділянку стиснення повітря. На цих ділянках як впускний, так і вихлопні отвори закриті. Зміна стану повітря на цих ділянках може бути прийнято адіабатичним, тобто без теплообміну з навколишнім середовищем.

Індикаторна діаграма будується по практичним даним. Основні практичні параметри знаходяться в наступних межах:

- висота струшування (хід поршня) $S = 0,06 - 0,08$ м;
- хід наповнення $S_e = (0,40 \dots 0,50)S$;
- хід розширення $S_r = (0,40 \dots 0,50)S_e$;
- хід руху за інерцією $S_i = S - (S_e + S_r)$;
- наведена висота шкідливого простору $S_0 = (0,70 \dots 1,00)S$.

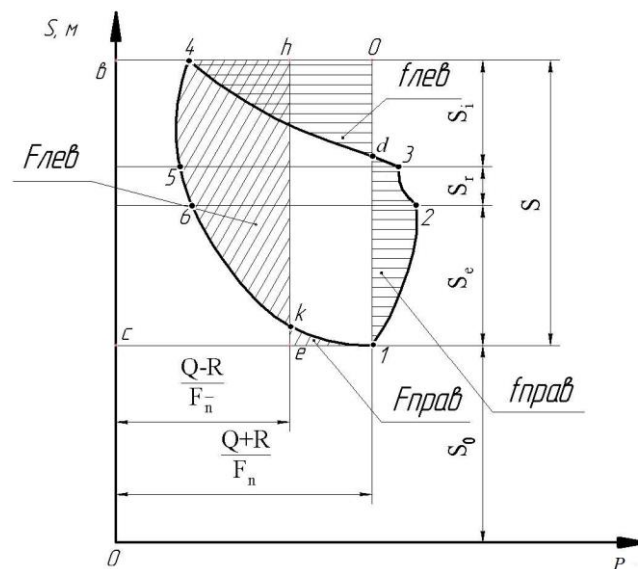


Рисунок 14.11 – Індикаторна діаграма струшуючого механізму з відсічкою і розширенням повітря в замкнутому об'ємі

Точка 1 відповідає початку руху поршня вгору за рахунок тиску стисненого повітря, який подається в циліндр під час пуску струшуючого механізму, кПа:

$$P_1 = \frac{Q + R}{F_n} \quad (14.43)$$

$$S_1 = S_0 = \frac{V_0}{F_n} \quad (14.44)$$

Точка 2 відповідає моменту закриття впускного отвору, при цьому впускний отвір залишається закритим, кПа:

$$P_2 = P_1 + (50 \dots 100) \leq p_0 \quad (14.45)$$

$$S_2 = S_0 + S_e \quad (14.46)$$

Зміна тиску повітря на ділянці 1 - 2 підкоряється закону параболи.

На ділянці 2 - 3 відбувається розширення повітря в замкнутому просторі.

Точка 3 відповідає моменту відкриття вихлопного отвору. Тиск повітря в точці 3, кПа:

$$P_3 = P_2 \left(\frac{S_0 + S_e}{S_0 + S_e + S_r} \right)^k, \quad (14.47)$$

де $k = 1,41$ - показник адіабати.

Ордината точки 3, м:

$$S_3 = S_0 + S_e + S_r \quad (14.48)$$

Точка 4. Від точки 3 до точки 4 поршень рухається за інерцією. У точці 4, витративши весь запас повідомленої йому енергії, поршень зупиняється і потім починає рухатися вниз.

З огляду на те, що в машинах з відсічкою подача стисненого повітря з мережі в циліндр під час вихлопу припинений, надлишковий тиск у верхньому положенні поршня менший, ніж в машинах без відсічки, і становить від 10 до 30 кПа.

$$P_4 = 10 \dots 30 \text{ кПа}$$

$$P_4 \leq \frac{Q - R}{F_n} \quad (14.49)$$

$$S_4 = S_0 + S_e + S_r + S_i \quad (14.50)$$

Точка 5 відповідає моменту закриття вихлопного отвору при русі поршня вниз. Надмірний тиск в кінці вихлопу не перевищує зазвичай від 10 до 15 кПа. Отже:

$$P_5 = 10 \dots 15 \text{ кПа}$$

$$S_5 = S_3 \quad (14.51)$$

На ділянці 5 - 6 відбувається стиснення повітря в замкнутому циліндрі, кПа:

$$P_6 = P_5 \left(\frac{(S_0 + S_e + S_r) F_n}{(S_0 + S_e) F_n} \right)^k \quad (14.52)$$

У точці 6 відкривається впускний отвір, і циліндр починає наповнюватися стисненим повітрям $S_6 = S_2 = S_0 + S_e$, м. На ділянці 6 - 1 діаграми тиск під поршнем зростає за рахунок подачі стисненого повітря в циліндр і стиснення повітря під час його руху вниз за рахунок зменшення підпоршньового об'єма. У точці 1 відбувається удар столу машини по фланцю циліндра і ущільнення суміші. Потім цикл руху поршня повторюється.

Проведем аналіз індикаторної діаграми дозволяє визначити енергію, яка повідомлену поршню при падінні струшуючого столу і його підйомі.

Питома робота удару, віднесена до одиниці площі поршня, представляє різницю площ, кДж/м²:

$$e = \Pi_{\text{л}}(e - h - b - c - e) - \Pi_{\text{л}}(4 - 5 - 6 - k - 1 - e - 1 - c - b - 4) \quad (14.53)$$

Виключаючи однакові ділянки розглядаються площ, отримуємо, кДж/м²:

$$e = \Pi_{\text{л}}(k - h - 4 - 5 - 6 - k) - \Pi_{\text{л}}(e - 1 - k - e) = F_{\text{лів}} - F_{\text{прав}} \quad (14.54)$$

Питома робота удару, віднесена до одиниці ваги падаючих частин, кДж/кН:

$$e_0 = \frac{eF_n}{Q} \quad (14.55)$$

Питома робота відбиття столу після удару, віднесена до одиниці площі поршня, виражається різницею площ, кДж/м²:

$$e' = \Pi_{\text{л}}(1 - d - o - 4 - b - c - e) - \Pi_{\text{л}}(1 - 2 - 3 - 4 - b - c - e - 1) = \Pi_{\text{л}}(d - a - h - 4 - d) - \Pi_{\text{л}}(1 - 2 - 3 - d - 1) = f_{\text{лів}} - f_{\text{прав}} \quad (14.56)$$

Питома енергія відображення, віднесена до одиниці ваги складе, кДж/кН:

$$e'_0 = \frac{e'F_n}{Q} \quad (14.57)$$

Знаючи e_0 , можливо визначити коефіцієнт використання потенційної енергії струшуючого столу:

$$\eta = \frac{e_0}{S} = 0,3 \dots 0,7 \quad (14.58)$$

Витрата стисненого повітря за один удар визначається як різниця між кількістю повітря в циліндрі до початку вихлопу (точка 3) і кількістю повітря в циліндрі до кінця вихлопу (точка 5) в перерахунку на вільне повітря (при атмосферному тиску), м³:

$$V_{3-5} = F_n (S_0 + S_e + S_r) \left(\frac{P_3 - P_5}{100} \right) \quad (14.59)$$

Продуктивність 1 м³ витраченого повітря, кДж/м³:

$$e_v^1 = \frac{eF_n}{V_{3-5}} \quad (14.60)$$

Площа перетину впускного і випускного отвору визначається об'ємом і швидкістю повітря, яке проходить через них, м²:

$$f_{\text{вп}} = \frac{V_{1-2}}{v_{\text{вп}} \tau_{\text{вп}}}, \quad (14.61)$$

де V_{1-2} - об'єм повітря на шляху наповнення S_e :

$$V_{1-2} = F_n (S_0 + S_e) \frac{p_2}{p_0} - F_n S_0 \frac{p_1}{p_0} \quad (14.62)$$

$v_{\text{вп}} = 15 - 20$ м/с - швидкість проходу повітря через впускний отвір;
 $\tau_{\text{вп}}$ - час впуску.

$$\tau_{\text{вп}} = \frac{S_e}{v_n}, \quad (14.63)$$

де $v_n = 0,5 \dots 0,6$ м/с - середня швидкість підйому поршня.

Діаметр впускного отвору розраховується за формулою, мм:

$$d_{\text{вп}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{вп}} 10^6}{\pi}} \quad (14.64)$$

Перетин впускного отвору підраховується так само, як і впускного, м²:

$$f_{\text{вип}} = \frac{V_{3-5}^{p_0}}{v_{\text{вип}} \tau_{\text{вип}}}, \quad (14.65)$$

де $V_{3-5}^{p_0}$ - витрата стисненого повітря при впуску в циліндр, віднесена до тиску стисненого повітря в мережі, м³;

$$V_{3-5}^{p_0} = F_n (S_0 + S_e + S_r) \frac{p_3 - p_5}{p_0} \quad (14.66)$$

$v_{\text{вип}} = 10 \dots 20$ м/с - швидкість руху повітря через вихлопний отвір;

$\tau_{\text{вип}}$ - час вихлопу, с.

Час вихлопу визначається за такою формулою, с:

$$\tau_{\text{вип}} = \frac{S_i}{v_{\text{вип}}} \quad (14.67)$$

14.3 Розрахунок пневматичної струшуючої формувальної машини з двосидільним перекидним клапаном

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри – довжина, ширина і висота опоки a, b, h ; товщина стінки опоки m ; робочий тиск у системі p_0 ; кінцева і початкова густина суміші δ, δ_0 , наведені в табл. 14.3.

Вихідні дані до розрахунку конструктивних параметрів струшуючого механізму

Варіант	a, мм	b, мм	h, мм	m, мм	ρ_0 , МПа	ρ_m , т/м ³	δ , т/м ³	δ_0 , т/м ³
1	500	400	150	1,5	0,50	7,6	1,80	1,39
2	600	500	200		0,51		1,79	1,38
3	800	700	350		0,52		1,78	1,37
4	900	600	250		0,53		1,77	1,36
5	1000	800	300		0,54		1,76	1,35
6	1000	800	400		0,55		1,75	1,34
7	1200	800	450		0,56		1,74	1,33
8	1400	1000	400		0,57		1,73	1,32
9	1600	1000	400		0,58		1,72	1,31
10	2000	1600	500		0,59		1,71	1,30

Порядок виконання роботи

Визначається загальна вантажепідемність машини і силу тертя при переміщенні поршня.

Індикаторна діаграма струшуючого циліндра з відсічкою і без розширення повітря відрізняється від діаграми механізму з відсіченням і розширенням тим, що на лініях ходу поршня вгору і вниз відсутні відповідно ділянки розширення і стиснення повітря. Випускний отвір відкривається в момент закриття впускного. Такий характер розподілення повітря забезпечується, наприклад, двосидільним перекидним клапаном. Іншою особливістю розподілу повітря за допомогою перекидного двосидільного клапана є глибокий вихлоп, який забезпечує отримання більш високих значень питомої енергії удару.

Будуємо індикаторну діаграму на якій в певному масштабі по осі ординат відкладається шлях поршня S (м), а по осі абсцис - тиск повітря під поршнем p (кПа) (рис. 14.12).

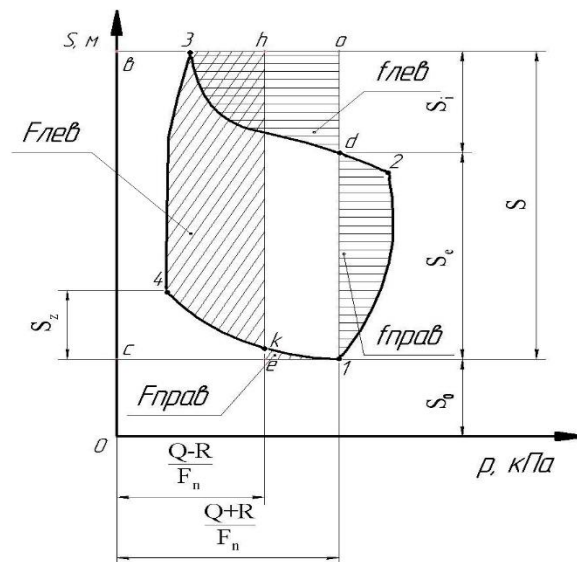


Рисунок 14.12 – Індикаторна діаграма струшуючого механізму з двосидільним перекидним клапаном

Площа струшуючого поршня, м²:

$$F_n^{\min} = a \frac{Q+R}{p_0}, \quad (14.68)$$

де $a = 1,05 \dots 1,10$ - коефіцієнт, який враховує можливі протікання стиснутого повітря.

Q - сила тяжіння піднімаємих частин машини, Н;

R - сила тертя в поршневій парі, Н.

Сила тяжіння піднімаємих частин машини, Н:

$$Q = Q_1 + Q_2. \quad (14.69)$$

де Q_1 - вага корисного навантаження, Н;

Q_2 - вага рухомих частин машини, Н.

Вага корисного навантаження (вага опоки і суміші), Н:

$$Q_1 = 9,81(2(a b h m)\rho_m) \quad (14.70)$$

Вага рухомих частин машини, Н.

$$Q_2 = 9,81((a b h)\delta) \quad (14.71)$$

Сила тертя в поршневій парі, Н:

$$R = 0,25Q \quad (14.72)$$

Точка 1 (рис. 14.12) відповідає початку руху поршня вгору, кПа:

$$P_1 = \frac{Q + R}{F_n} \quad (14.73)$$

$$S_1 = S_0 = (0,15 \dots 0,30)S \quad (14.74)$$

$$S_0 = 0,06 \dots 0,08 \text{ м}$$

Точка 2 відповідає моменту закриття впускного отвору і відкриттю випускного отвору, кПа:

$$P_2 = P_1 + (50 \dots 100) \quad (14.75)$$

$$S_2 = S_0 + S_e = S_0 + (0,60 \dots 0,70)S \quad (14.76)$$

Від точки 2 до точки 3 поршень рухається за інерцією.

Точка 3 має такі координати:

$$P_3 = 10 \dots 30, \text{ кПа}$$

$$S_3 = S_2 + S_i = S_2 + (0,30 \dots 0,40)S \quad (14.77)$$

У точці 3 поршень зупиняється, витративши живу силу, і починає рухатися вниз. При цьому випускний отвір залишається відкритим (за допомогою поршня перекидного двосидільного клапана) майже до кінця падіння поршня.

Точка 4 відповідає моменту закриття вихлопного отвору і знаходиться на відстані S_z від площини удару С-1:

$$P_4 = 10 \dots 15 \text{ кПа}$$

$$S_4 = S_0 + S_z = S_0 + 0,2S \quad (14.78)$$

На шляху 4 - 1 проходить заповнення циліндра повітрям. Невелика висота шкідливого простору забезпечує швидке збільшення тиску на шляху 4 - 1, а також зменшує витрату стисненого повітря на один цикл.

У точці 1 відбувається удар і ущільнення суміші

Питома робота удару, віднесена до одиниці площі поршня дорівнює:

$$e = F_{\text{лів}} - F_{\text{прав}} \quad (14.79)$$

Подовжений вихлоп, як слідує з діаграми, збільшує $F_{\text{лів}}$ і зменшує $F_{\text{прав}}$, а, отже, значно підвищує енергію удару при тій же довжині ходу поршня.

На індикаторній діаграмі питома ефективна робота визначається площею, яка утворена точками 1 - 2 - 3 - 4 - 1. Якщо цю роботу розділити на тривалість циклу, вийде ефективна питома потужність e_e . Таким чином, чим більше площа 1 - 2 - 3 - 4 - 1, тим при інших рівних умов потужність струшуючого механізму більше.

На практиці за допомогою індикаторних діаграм визначається не тільки потужність струшуючого механізму, а й характер його несправностей.

Наприклад, якщо потрібно збільшити енергію одиничного удару, то потрібно: зменшити величину повітряної подушки, тобто попередній впуск повітря здійснити в положенні нижче точки 4; на вихлопі встановити дросель, який забезпечить повільний випуск повітря, а, отже, більш повне його розширення. Тоді зупинка поршня буде не в точці 3, а вище. Висота струшування збільшиться, а значить, збільшиться і енергія удару. На потужність струшуючого механізму, крім тертя і протитиску повітря в циліндрі, вирішальний вплив справляє величина корисного навантаження. На рис. 14.13 представлений графік зміни ефективної питомої потужності e_e від безрозмірною навантаження.

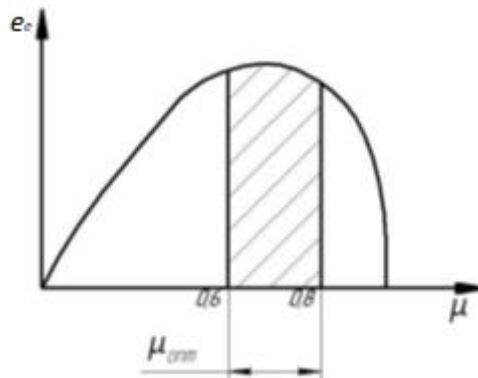


Рисунок 14.13 – Залежність ефективної питомої потужності (e_e) від безрозмірного навантаження (μ)

Безрозмірне навантаження визначається за формулою:

$$\mu = \frac{Q}{p_0 F_n}, \quad (14.80)$$

де Q - зовнішнє навантаження (поршень зі столом, модельно-опочне оснащення з сумішшю), кН.

Максимально ефективна питома потужність e_e лежить в межах безрозмірною навантаження $\mu_{\text{опт}} = 0,6 \dots 0,8$. Із рис. 14.13 також видно, що незначне збільшення навантаження понад $\mu_{\text{опт}}$ призводить до різкого падіння потужності і навіть до зупинки машини ($e_e = 0$). Знижується e_e і при зменшенні навантаження Q : в цьому випадку встановлені значення p_0 і F_n перевищують необхідні.

Питома робота відбиття столу після удару, віднесена до одиниці площі поршня, кДж/м²:

$$e' = f_{\text{лів}} - f_{\text{прав}} \quad (14.81)$$

Питома робота удару і відбиття на одиницю ваги падаючих частин рівні відповідно, кДж/кН:

$$e_0 = \frac{eF_n}{Q} \quad (14.82)$$

$$e'_0 = \frac{e'F_n}{Q} \quad (14.83)$$

Коефіцієнт використання потенційної енергії столу при падінні з висоти S :

$$\eta = \frac{e_0}{S} = 0,3 \dots 0,7 \quad (14.84)$$

Витрата повітря за один удар (віднесений до нормального атмосферного тиску), м³:

$$V = F_n (S_0 + S_e) \frac{p_2}{100} - F_n (S_0 + S_e) \frac{p_4}{100} \quad (14.85)$$

Продуктивність 1 м³ витраченого повітря, кДж/м³:

$$e_v = \frac{eF_n}{V} \quad (14.86)$$

Площа перетину впускного і випускного отвору визначається об'ємом і швидкістю повітря, яке проходить через них, м²:

$$f_{\text{вп}} = \frac{V_{1-2}}{v_{\text{вп}} \tau_{\text{вп}}}, \quad (14.87)$$

де V_{1-2} - об'єм повітря на шляху наповнення S_e :

$$V_{1-2} = F_n (S_0 + S_e) \frac{p_2}{p_0} - F_n S_0 \frac{p_1}{p_0} \quad (14.88)$$

$v_{\text{вп}} = 15 \dots 20$ м/с - швидкість проходу повітря через впускний отвір;

$\tau_{\text{вп}}$ - час впуску.

$$\tau_{\text{вп}} = \frac{S_e}{v_n}, \quad (14.89)$$

де $v_n = 0,5 \dots 0,6$ м/с - середня швидкість підйому поршня.

Діаметр впускного отвору розраховується за формулою, мм:

$$d_{\text{вп}} = \sqrt{\frac{4f_{\text{вп}} 10^6}{\pi}} \quad (14.90)$$

Перетин впускного отвору підраховується так само, як і впускного, м²:

$$f_{\text{вип}} = \frac{V_{3-5}^{P_0}}{v_{\text{вип}} \tau_{\text{вип}}}, \quad (14.91)$$

де $V_{3-5}^{P_0}$ - витрата стисненого повітря при впуску в циліндр, віднесена до тиску стисненого повітря в мережі, м³;

$$V_{3-5}^{P_0} = F_n (S_0 + S_e + S_r) \frac{P_3 - P_5}{P_0} \quad (14.92)$$

$v_{\text{вип}} = 10 \dots 20$ м/с - швидкість руху повітря через вихлопний отвір;

$\tau_{\text{вип}}$ - час вихлопу, с.

Час вихлопу визначається за такою формулою, с:

$$\tau_{\text{вип}} = \frac{S_i}{v_{\text{вип}}} \quad (14.93)$$

Контрольні запитання

1. Які переваги і недоліки процесу ущільнення струшуванням і струшуючих машин?
2. У чому полягає механізм процесу ущільнення струшуванням?
3. Який вплив робить жорсткість пружних прокладок на силу удару і прискорення столу?
4. Які чисельні значення мають параметри удару: швидкість падіння столу, висота струшування і частота ударів?
5. У чому полягає основна відмінність струшуючого механізму з амортизацією і без амортизації ударів?
6. У якому випадку потужність струшуючого механізму на ефективність його роботи?
7. Яка роль повітропідвідної системи у струшуючому механізмі і її вплив на ефективність його роботи?
8. Поясніть принцип розрахунку площі циліндра струшуючого механізму?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 15

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПІСКОМЕТНОЇ ГОЛОВКИ

Мета роботи – вивчити будову та робочий процес піскометної головки, розрахувати основні її конструктивні параметри.

Теоретичні відомості

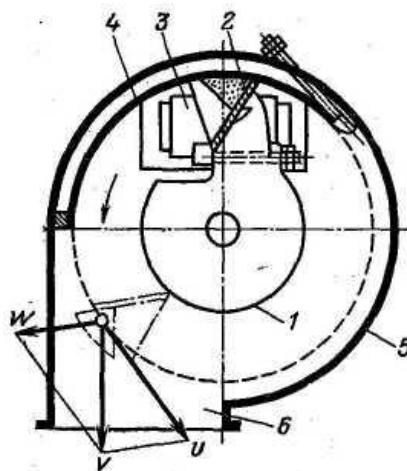
Піскомет є єдиним видом формувальної машини, яка не пов'язана безпосередньо з опокою і модельною плитою або стержньовим ящиком. Тому його можна ефективно використовувати для набивання як одиничних різноманітних ливарних форм і стержнів в одиничному і дрібносерійному виробництві, так і однотипних форм і стержнів в умовах масового і великосерійного виробництва. Практичне застосування піскометів обмежується розмірами набивних форм і стержнів. При дуже малих їх розмірах виходять значні втрати формувальної суміші, що прокидається мимо при набиванні поблизу краю опоки або ящика.

Основним робочим органом сучасного відцентрового піскомета є метальна головка. Головка представляє собою кожух в якому швидко обертається ротор з однією, двома або трьома лопатками (ківшами) рис. 15.1. Ротор приводиться до дії безпосередньо від електродвигуна. Формувальна або стержньова суміш безперервно поступає із стрічкового конвеєра в кожух головки в осьовому напрямі через вікно в задній стінці кожуха. Потік суміші відсікається лопаткою, яка швидко обертається і під дією відцентрових сил формує пакет.

При русі пакет суміші обмежується сталеву направляючою дугою, яку закріплюють в головці якірним болтом і встановлюють по дузі кола з мінімальним зазором по відношенню до кромки лопатки.

Після того, як пакет суміші і лопатка ротора пройдуть горизонтальний радіус головки, де закінчується направляюча дуга, починається зісковзування пакету з лопатки, оскільки тепер пакет вже не має обмежуючої поверхні дуги. У деякому положенні лопатки, показаному на рис. 15.1 штриховою лінією, центр тяжіння пакету досягає кола вихідної кромки лопатки, і пакет суміші сходить з лопатки. В цей момент пакет набуває під дією відцентрових сил деякої вихідної швидкості w щодо лопатки. Абсолютна швидкість сходу v пакету з ротора представляє собою геометричну суму вектора w і вектора u колової швидкості пакету на вихідному колі ротора [35].

Для обслуговування всієї площі опоки або ящика, метальна головка відцентрового піскомета, змонтована на двох важелях, або "рукавах", так що її можна водити над набиваною опокою. Формувальна суміш підводиться до метальної головки безперервно за допомогою системи стрічкових конвеєрів.



1 - ротор; 2 - змінна лопатка, або ківш; 3 - стрічковий конвеєр, який подає в головку формувальну суміш; 4 - дуга напрямної; 5 - кожух головки; 6 - вихідний патрубок кожуха

Рисунок 15.1 – Схема метальної головки відцентрового піскомета

Для зменшення втрат потужності на тертя пакетів суміші об направляючу дугу, які притискуються до неї відцентровою силою, були зроблені спроби зменшити довжину цієї направляючої дуги шляхом застосування подачі суміші в головку не в осьовому напрямі, а в площині обертання ротора, як показано на рис. 15.2. Ротор головки при цьому повернений на 90° відносно його колишнього положення на кінці малого рукава піскомета [35].

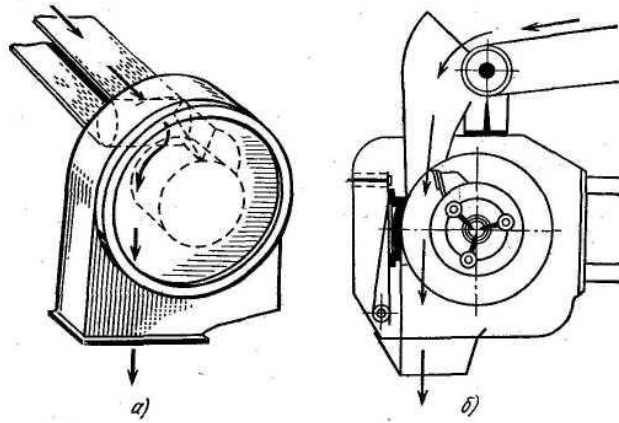


Рисунок 15.2 – Варіанти подачі суміші в головку піскомета в осьовому напрямі (а) і в площині обертання ротора (б)

Проте, такі метаючі головки не набули широкого розповсюдження.

Аналітичне дослідження напруженого стану об'єму ливарної форми при дії статичного, а тим більш динамічного навантаження представляє великі труднощі. Тому головним методом дослідження процесу ущільнення ливарної форми піскометом є експеримент.

Пакет ущільнюємої формувальної суміші, який викинутий ротором піскомету з великою швидкістю вниз, досягаючи ливарної форми, по-перше, трамбує набивку форми, по якій він ударяється, по-друге, додатково ущільнюється сам під дією власної сили інерції, яка гаситься при ударі, по-третє, вводиться в набивку.

Ефект всіх цих явищ залежить в першу чергу від швидкості руху пакету в момент удару або від абсолютної швидкості сходження пакету з ротора піскомета v_2 . Швидкість переміщення головки над опокою також впливає на ступінь ущільнення. У випадку дуже повільного переміщення головки, пакети які послідовно рухаються падають один на один, суміш утворює конус в місці падіння і розтікається по ньому в сторони. При цьому суміш частково розрихлюється. Тому при збільшенні в деяких межах швидкості переміщення головки густина набивки форми збільшується.

Розподілення ступені ущільнення по об'єму набитої піскометом ливарної форми, по даним експериментальних випробувань, характеризується слідуючим чином. По всій висоті опоки отримуємо практично однакова ступінь ущільнення. Безпосередньо під хрестовинами, а в особливості під місцями перетину хрестовин, спостерігається деяке зменшення ступені ущільнення. Це зменшення стає суттєвим при ширині хрестовин 30 мм і більше. При набивці окремо кожної комірки між хрестовинами нерухомою головою піскомета ущільнення під хрестовинами падає особливо різко. Набивку необхідно проводити не зупиняючи рівномірного переміщення головки над опокою, так як суміш додатково ущільнюється під хрестовинами за рахунок бічного тиску частин форми, які лежать поруч. При набивці вертикальних щільових карманів форми, наприклад проміжків між моделлю і стінкам опоки, якісне ущільнення отримують при ширині щілини не менше 50 мм [33].

У ливарних цехах використовуються піскомети наступних типів:

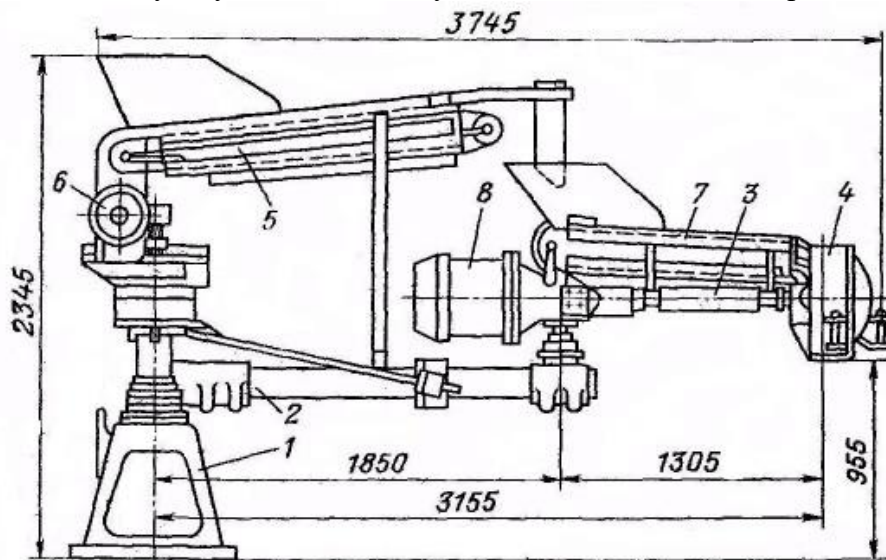
- підвісні;
- стаціонарні однострічкові і двострічкові з живленням від окремої сумішоприготувальних установок;
- стаціонарні двострічкові зі знімним бункером для формувальної суміші;
- пересувні велосипедні (консольні) з живленням від центральної сумішоприготувальної установок;
- пересувні на рейках зі знімним бункером для формувальної суміші.

Відповідно до класифікації піскомети маркуються трьома цифрами: перші дві цифри вказують на їх приналежність до спеціальної групи формувальних машин, а третя - на конструктивні особливості.

Включення в марку піскомета букв має на меті відзначити специфічні особливості машини: М - модернізований (конструкція поліпшена), А - автоматизований, П - з програмним управлінням і т. п.

В умовах масового виробництва одноманітність набиваних форм або стержнів дозволяє легко здійснити підведення їх в робочу зону, під головку піскомета, на якому-небудь конвеєрі або каруселі. Сам піскомет при цьому доцільно виконувати стаціонарним, що спрощує його конструкцію.

На рис. 15.3 показана компоновка простого стаціонарного піскомета. Метальна головка монтується на кінці малого важеля, або рукава піскомета, який на вертикальному шарнірі закріплений на кінці великого рукава, а останній також на шарнірі укріплений на нерухомій тумбі, або станині. Таким чином, великий рукав може повертатися в горизонтальній площині до тумби, а малий рукав додатково — до великого рукава. Таке зчленування дає можливість головці обслуговувати всю площу набиваної опоки або стержньового ящика.



1 - тумба (станина); 2 - великий рукав; 3 - малий рукав; 4 - метальна головка; 5 - стрічковий конвеєр великого рукава; 6 - електродвигун конвеєра великого рукава ($N = 2,5$ кВт); 7 - стрічковий конвеєр малого рукава; 8 - електродвигун метальної головки в конвеєра малого рукава ($N = 10$ кВт; $n = 1460$ об/хв)

Рисунок 15.3 – Компоновка простого стаціонарного піскомета:

Живлення формувальною сумішшю здійснюється двома стрічковими конвеєрами, один з яких монтується на великому рукаві, а інший на малому. Перший з них отримує суміш із стаціонарно цехового стрічкового конвеєра, а другий передає суміш безпосередньо в метальну головку.

Сучасні відцентрові піскомети випускають продуктивністю до $60 \text{ м}^3/\text{год}$ (за ущільненим обсягом суміші).

Вони мають діаметр кола ротора (кола обертання вихідної кромки лопатки) від 400 до 800 мм. Частота обертання ротора $n = 1000 \dots 1500$ об/хв; число лопаток на роторі від 1 до 3. Вихідна абсолютна швидкість v пакетів суміші повинна бути достатньою для отримання належного ущільнення ливарних форм – не менше 30 м/с і до $45 \dots 60 \text{ м/с}$ [33].

Завдання для розрахунку

Вихідні параметри – продуктивність піскомета П; ширина лопатки b ; число оборотів ротора піскометної головки n ; кількість лопаток піскометної головки i ; густина форми δ наведені в табл. 15.1.

Вихідні дані до розрахунку ексцентрикової вибивної решітки

Варіант	П, м ³ /год	b, м	n, хв ⁻¹	i, шт	r ₂ , м	δ, т/м ³
1	3,0	0,063	1435	1,0	250	1,60
2	5,0	0,063	1480	2,0	300	1,61
3	9,0	0,1	1450	1,0	300	1,62
4	12,0	0,1	1450	2,0	400	1,63
5	15,0	0,125	1450	1,0	240	1,64
6	20,0	0,125	1480	2,0	450	1,65
7	22,0	0,125	1480	1,0	550	1,66
8	25,0	0,125	1470	2,0	630	1,67
9	30,0	0,125	1500	1,0	450	1,68
10	35,0	0,125	1500	2,0	800	1,69

Порядок виконання роботи

Визначається розмір пакета формувальної суміші. Якщо представити перетин пакета формувальної суміші в площині обертання робочої лопатки у вигляді трикутника з розміром основи і висотою a , то об'єм суміші V^1 , яку викидає метальна головка з однією лопаткою за один оберт ротора (рис 15.4), буде рівний:

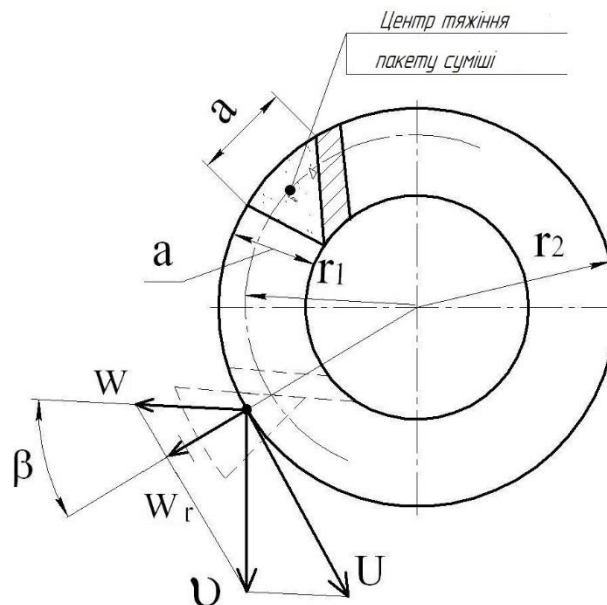


Рисунок 15.4 – Схема до розрахунків основних параметрів головки піскомета

$$V^1 = \frac{a^2}{2} b, \quad (15.1)$$

де $a^2/2$ - площа трикутника, м²;

b - висота трикутної трапеції (ширина лопатки), м.

Тоді при n обертів у хвилину, годинна продуктивність однолопаткової головки піскомета Π рівна, м³/год:

$$\Pi = \frac{a^2 b}{2} n \quad (15.2)$$

Звідси, мм:

$$a = \sqrt{\frac{4 \pi 10^9}{60 b n i}}, \quad (15.3)$$

де 10^9 - коефіцієнт переведення, мм³/м³;

60 - коефіцієнт переведення, хв/год;

b - ширина лопатки, мм. Як правило, ширина лопатки перебуває в межі 63 - 125 мм;

n - число оборотів ротора піскометної головки, хв⁻¹;

i - число лопаток, шт.

Обчислюємо радіус центру ваги пакета з геометричних побудов, м:

$$r_1 = r_2 - \frac{a}{3}, \quad (15.4)$$

де r_2 - діаметр дуги металльної головки, м. Його приймають із конструктивних міркувань у межах від 0,15 до 0,4 м [35].

Визначаємо значення абсолютної швидкості v виходу пакета з металльної головки, м/с:

$$v = \sqrt{W_r^2 + (U - W \sin \beta)^2}, \quad (15.5)$$

де W_r - радіальна складова відносної швидкості W , м/с;

U - окружна швидкість, м/с.

β - кут нахилу лопатки стосовно радіуса (приймається з інтервалу від 15 до 20°).

Радіальна складова W_r відносної швидкості W визначається по формулі:

$$W_r = \frac{\pi n}{30} \sqrt{r_2^2 - r_1^2} \quad (15.6)$$

Колова швидкість, м/с:

$$U = \frac{\pi n}{30} r_2 \quad (15.7)$$

Відносна швидкість, м/с:

$$W = \frac{W_r}{\cos \beta} \quad (15.8)$$

Необхідна степінь ущільнення суміші у формі може бути досягнута при умові одержання на виході швидкості пакета $v = 35 \dots 60$ м/с [33].

Визначаємо швидкість транспортної стрічки малого рукава, який подає формувальну суміш у головку піскомета, м/с:

$$v_{\text{тр}} = \frac{b n i}{60 \times 10^3} \quad (15.9)$$

Встановлюємо оптимальний кут між забірною щогою ковша і напрямком її руху (рис. 15.5):

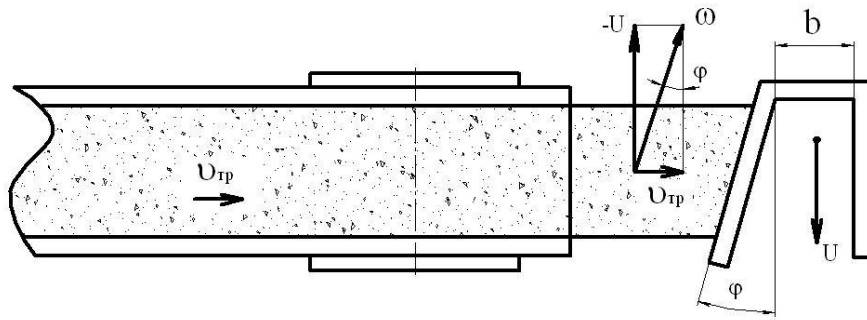


Рисунок 15.5 – Схема подачі формувальної суміші на ротор піскомета

$$\varphi = \arctg \frac{U_{тр}}{u} \quad (15.10)$$

Розраховується потужність приводу металльної головки, кВт:

$$N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4, \quad (15.11)$$

де N_1 - потужність, яка витрачається на ущільнення суміші, кВт:

$$N_1 = \frac{\Pi u^2 \delta}{360g}, \quad (15.12)$$

δ - густина форми, т/м³.

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ - швидкість вільного падіння.

N_2 - потужність, яка витрачається на подолання сил тертя між пакетом суміші і напрямною дугою, кВт:

$$N_2 = \frac{\xi f r_2^2 b n i m}{60 \times 1000}, \quad (15.13)$$

ξ - відношення довжини дуги тертя пакета до повної довжини окружності (для звичайної конструкції металльної голівки $\xi = 0,25$);

f - коефіцієнт тертя пакета по напрямній дузі ($f \approx 0,3$);

m - параметр, який залежить від окружної швидкості переміщення лопатки (U) і кута довжини пакета ($90 - \varphi_0$), де φ_0 - кутова координата крайньої передньої точки пакета, кН/м² (для $U = 30 \dots 60 \text{ м/с}$ $m \approx 100 \dots 600 \text{ кН/м}^2$) [34];

N_3 - потужність, яка витрачається на подолання втрат через вентиляційний ефект ротора (опір повітря), кВт:

$$N_3 = \frac{\gamma_v b_1 (r_2 - r')}{2g} \left[\frac{\pi n}{60} (r_2 - r_1) \right]^3, \quad (15.14)$$

де γ_v - питому вагу повітря при 20 °С ($\gamma_v = 0,012 \text{ кН/м}^3$);

b_1, r - ширина і радіус диска, до якого кріпиться металльний ківш (визначається із креслення металльної голівки; $b_1 \approx b$; для $\Pi = 3,0 \dots 6,0 \text{ м}^3/\text{год}$, $r' = 0,13 \text{ м}$, для $\Pi \geq 12,5 \text{ м}^3/\text{год}$; $r' = 0,19 \text{ м}$).

У наближеному розрахунках можна приймати [35] $N_3 = 0,4 \dots 0,5$ кВт.

N_4 потужність, яка витрачається на подолання тертя в підшипниках ротора, кВт:

$$N_4 = 0,2 \dots 0,3$$

Контрольні запитання

1. Чим обмежене практичне застосування пісcomedів?
2. Вкажіть продуктивність сучасних відцентрових пісcomedів?
3. Назвіть основний робочий орган сучасного відцентрового пісcomedа?
4. Опишіть характер розподілення степені ущільнення формувальної суміші по об'єму набитої пісcomedом ливарної форми?
5. Які типи пісcomedів використовуються у ливарних цехах?

РОЗДІЛ Г. ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ВИБІВКИ І ОЧИСТКИ ЛИТВА

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 16

РОЗРАХУНОК ЕКСЦЕНТРИКОВОЇ ВИБІВНОЇ РЕШІТКИ

Мета роботи – ознайомитися з конструкцією та принципом дії ексцентрової вибивної решітки, визначити параметри руху решітки (кутову швидкість, ексцентриситет, потужність приводу), які б забезпечували оптимальний режим вибивки.

Теоретичні відомості

Основними машинами для вибивки відливок з ливарних форм є інерційні і ексцентрові вибивні решітки з електромеханічними приводами. Вибивні барабани, вібраційні жолоби та інші пристрої застосовуються порівняно рідко. Інерційні і ексцентрові решітки широко застосовуються як для вибивки будь-яких типів форм (опочних і безопочних), які подаються з конвеєра, так і у складі автоматичних і комплексних ливарних ліній [18].

У сучасних автоматичних лініях частіше застосовуються інерційні решітки в комплексі з механізмом витискання вмісту форми, який представляє з себе пневматичний або гідравлічний прес, під який послідовно подаються залиті форми. Прес видавлює з опок ком суміші разом з відливками, який випадає на розташовану нижче решітку або на який-небудь транспортний пристрій. Ком, який потрапив на працюючу решітку руйнується, відливки відокремлюється від формувальної суміші, частково руйнуються стержні, і формувальна суміш просипається через полотно решітки на розташований під нею стрічковий транспортер, який подає її в сумішоприготувальне відділення.

Функціональне призначення вибивних решіток автоматичних ліній і звичайних, які використовуються поза автоматичними лініями, істотно розрізняються.

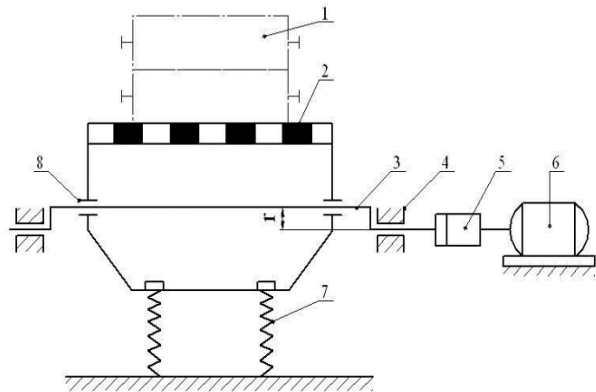
Технологічний процес вибивки на звичайних решітках, які використовуються поза автоматичними лініями, полягає в наступному. Ливарна форма залита і охолоджена до необхідної температури, подається на періодично вмикаємі решітки. При співударі опоки з полотном решітки форма руйнується, відливки звільняються від суміші і залишаються на полотні решітки так само, як і порожня опока. Потім їх видаляють з решіток яким-небудь чином. Таким чином, звичайні вибивні решітки тільки руйнують форму і відділяють відливки від суміші, але не проводять автоматичне транспортування вибитих відливок по полотну решітки.

Особливості конструкцій і методу їх розрахунку визначаються різним функціональним призначенням решіток.

Звичайні решітки без транспортування відливок діляться на ексцентрові та інерційні.

Вибивні решітки з транспортуванням відливок виготовляються промисловістю тільки інерційними.

Вибивна ексцентрикова решітка (рис. 16.1) представляє з себе корпус, зверху якого встановлене робоче полотно 2.



1 - форма; 2 - робоче полотно; 3 - ексцентриковий вал; 4 - опори вала; 5 - муфта; 6 - електродвигун; 7 - амортизатори; 8 - опори вала

Рисунок 16.1 – Загальний вид та принципова схема вибивної ексцентрикової решітки

На робочому полотні розміщують вибивасмі опоки 1. Ексцентриковий вал 3, який обертається в підшипниках 4, піднімає корпус решітки на величину ексцентриситету a .

Обертання вала передається безпосередньо від електродвигуна через муфту 5 або через клинопасову передачу. Амплітуда і частота коливань корпусу визначаються ексцентриситетом і кутовою швидкістю приводного вала. Амплітуда є постійною величиною, рівною подвійному ексцентриситету.

Дебаланс, встановлений на ексцентриковому валу, використовується для динамічного балансування і зменшення навантаження на підшипники рами. При русі корпусу решітки вгору опока відривається від нього, а потім падає, співударяючись із робочим полотном. У результаті зіткнення форма руйнується, і суміш просипається крізь отвори у робочому полотні, а відливки і опока залишаються на ньому. Удари корпусу решітки по фундаменту пом'якшуються амортизаторами 7.

Ексцентрикові вибивні решітки працюють від привода, який представляє собою механізм шатунно-кривошипного типу. Робочий процес ексцентрикової вибивної решітки полягає в тому, що вибивасма форма, яка знаходиться на решітці, (і до неї не прикріплена), при кожному циклі коливань решітки підкидається вгору і потім, падаючи, співударяється з решіткою, зазнаючи в момент співудару сили інерції, які руйнують набивку.

Характер коливань ексцентрикової решітки визначається її жорстким кінематичним зв'язком з привідним валом.

Проаналізуємо характер руху решітки і опоки. На рис. 16.2 представлено графік вертикальних переміщень решітки і опоки [20].

Після зустрічі опоки з решіткою в деякій точці x_0 , яка відповідає фазовому куту зустрічі φ , опока миттєво відскакує від решітки вгору в точку співудару і починає новий скачок. В проміжках між співударами опока рухається як вільно кинуте вверх тіло і має параболічний характер руху.

Очевидно, що умовою оптимального режиму коливань (режиму найбільш швидкої вибивки) є удар опоки об решітку в такій фазі її коливань, коли швидкість опоки відносно швидкості решітки буде максимальною.

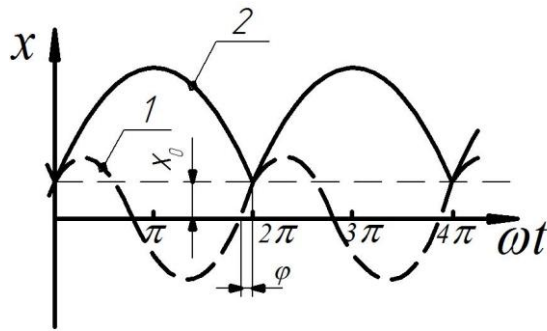


Рисунок 16.2 – Графік руху решітки (1) і опоки (2)

Оптимальному режиму відповідає періодичний процес коливань з відривом опоки від решітки і співударом в одній і тій же фазі.

Завдання для розрахунку

Параметри ексцентрикової решітки – вага вибиваємих форм G_f ; коефіцієнт, який враховує співвідношення між числом обертів ексцентрикового валу і числом співударів форми і решітки K , коефіцієнт відновлення швидкості співударяючихся тіл (решітка – форма) після удару R ; необхідна величина енергії ударів e_0 , діаметр дроту пружини d , діаметр пружини D наведені в табл. 16.1.

Таблиця 16.1

Вихідні дані до розрахунку ексцентрикової вибивної решітки

Варіант	G_f , кН	K	R	e_0 , кДж/кН	d , мм	D , мм
1	9,8	1,0-2,0	0,15-0,20	$(15-25)10^{-3}$	12	80
2	15,7					
3	24,5					
4	39,3					
5	73,6					
6	157,0		0,20-0,25	$(30-40)10^{-3}$		
7	49,1					
8	98,1					
9	147,2					
10	196,2					

Порядок виконання роботи

Число обертів ексцентрикового валу, c^{-1} :

$$n_b = \frac{K}{2(1+R)} \sqrt{\frac{2g}{e_0}}, \quad (16.1)$$

де g - прискорення сили тяжіння, m/c^2 ;

Величина ексцентриситету валу, м:

$$r = \frac{\pi g}{\omega^2 \cos \phi} \frac{1 - R}{1 + R}, \quad (16.2)$$

де ω - кутова швидкість валу, рад/с;

ϕ - кут повороту ексцентрикового валу. Обирається в залежності від величини коефіцієнта R . Стійкий режим роботи забезпечується при куту $\phi \approx 32^\circ$ [36].

Кутова швидкість валу, рад/с:

$$\omega = 2 \pi n_b \quad (16.3)$$

Обрані розміри пружини підлягають розрахунку на стискання при максимальному зусиллю на пружину, кН:

$$P_{\max} \leq \frac{\pi d^3 [\sigma]}{8 D K_1}, \quad (16.4)$$

де P_{\max} - максимальне статичне навантаження на одну пружину;

K_1 - коефіцієнт, який враховує форму перерізу, кривизну витків і нерівномірність розподілення навантаження на пружину ($K_1 = 1,2 \dots 1,4$) [11];

$[\sigma]$ - допустиме напруження при пульсуючих навантаженнях. Приймаємо $[\sigma] \approx (5,0 \dots 7,0) \times 10^5$ кН/м² [18].

Максимальне статичне навантаження на одну пружину, кН:

$$P_{\max} = \frac{G_{\text{реш}} + G_{\phi}}{n_1}, \quad (16.5)$$

де n_1 - кількість пружин в решітці (від 8 до 24), шт;

$G_{\text{реш}} = (0,8 \dots 1,0) G_{\phi}$ - вага решітки, кН.

Якщо нерівність не виконується, то необхідно змінити параметри або матеріал пружин.

Визначаємо потужність приводу ексцентрикової решітки, кВт:

$$N = \frac{\pi g G_{\phi} (1-R)}{\varepsilon \omega (1+R)}, \quad (16.6)$$

де ε - ККД решітки, який враховує втрати при передачі і розсіюванні енергії в амортизаторах $\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$ [36].

Для безопочних форм коефіцієнт відновлення швидкості приймається рівним нулю. В цьому випадку потужність приводу визначається за формулою, кВт:

$$N = \frac{\pi g G_{\phi}}{\varepsilon \omega} \quad (16.7)$$

Контрольні запитання

1. Який фізичний ефект призводить до руйнування ливарної форми під час роботи вибивних решіток?
2. Назвіть оптимальну умову режиму коливань (режим найбільш швидкої вибивки) ексцентрикової решітки?
3. Поясніть відмінність функціонального призначення вибивних решіток автоматичних ліній і решіток які використовуються поза ними?
4. Як визначити необхідне значення потужності приводу ексцентрикової решітки?
5. Які ви знаєте приклади застосування вибивних решіток?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 17 РОЗРАХУНОК ІНЕРЦІЙНОЇ ВИБИВНОЇ РЕШІТКИ

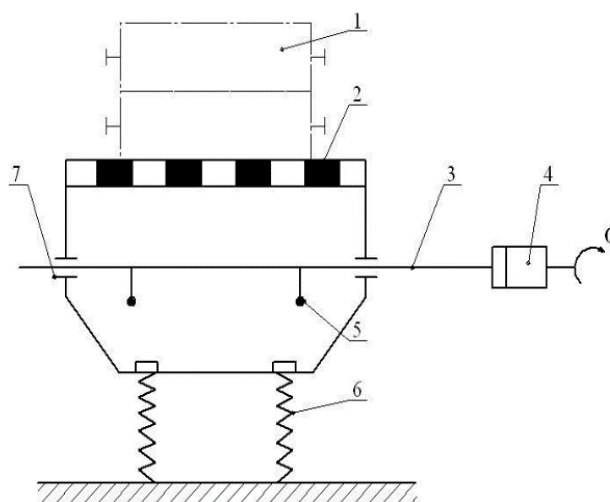
Мета роботи – ознайомитися з конструкцією та принципом дії ексцентрикової вибивної решітки, визначити параметри руху решітки (кутову швидкість, ексцентриситет, потужність приводу), які б забезпечували оптимальний режим вибивки

Теоретичні відомості

Інерційна вибивна решітка використовується (рис. 17.1) для вибивки відливків з піщаноглинистих форм та відділення відливків від формувальних і стержневих домішок в умовах масового і великосерійного виробництва.

Суть інерційного способу полягає в тому, що руйнування кома і вилучення його з опоки відбувається в результаті дії сил інерції, які виникають при ударі форми по решітці або вибивній рамі [36].

Інерційна вибивна решітка має корпус решітки 2 з полотном, яка встановлена на амортизатори 6 (циліндричні пружини).



1 - форма; 2 - корпус решітки; 3 - привідний вал; 4 - муфта; 5 - дебалансні вантажі; 6 - амортизатори; 7 - опори вала

Рисунок 17.1 – Загальний вид та принципова схема вибивної інерційної решітки

В корпусі решітки встановлений привідний вал з дебалансними вантажами 5, який приводиться в обертання електродвигуном через муфту 4. При роботі привідного валу з дебалансними вантажами корпус решітки коливається на амортизаторах 6, повідомляючи формі яка вибивається 1 певну енергію. Джерелом коливання в інерційних решітках є привідний вал з дебалансними вантажами (або вібратор), який складається з горизонтального неврівноваженого вала, що обертається в підшипниках встановлених в корпусі решітки. На обох кінцях вала посаджені вантажі - дебаланси, переміщенням яких можна регулювати збурюючу силу, виникаючу при обертанні валу. Обертання валу повідомляється електромотором через муфту. Характер коливань інерційних решіток нестійкий і в процесі роботи значно змінюється, так як залежить від багатьох факторів: сили тяжіння опок і форми з відливкою, характеру зіткнень опоки та решітки, жорсткості пружин та ін. Коливальний рух решітки, викликаний дією інерційних сил, складається з власних і вимушених коливань системи, які мають неоднакові фази, частоти і амплітуди. Сумарний рух в цьому випадку буде мати змінну амплітуду. Наявність же на решітці вибиваємої форми ще більше ускладнює характер коливань.

За конструктивним виконанням інерційні решітки відрізняються типом віброзбудувача (кругової або спрямованої дії), місцем його встановлення і напрямком

коливань. На рис. 17.2 наведені конструктивні схеми інерційних решіток.

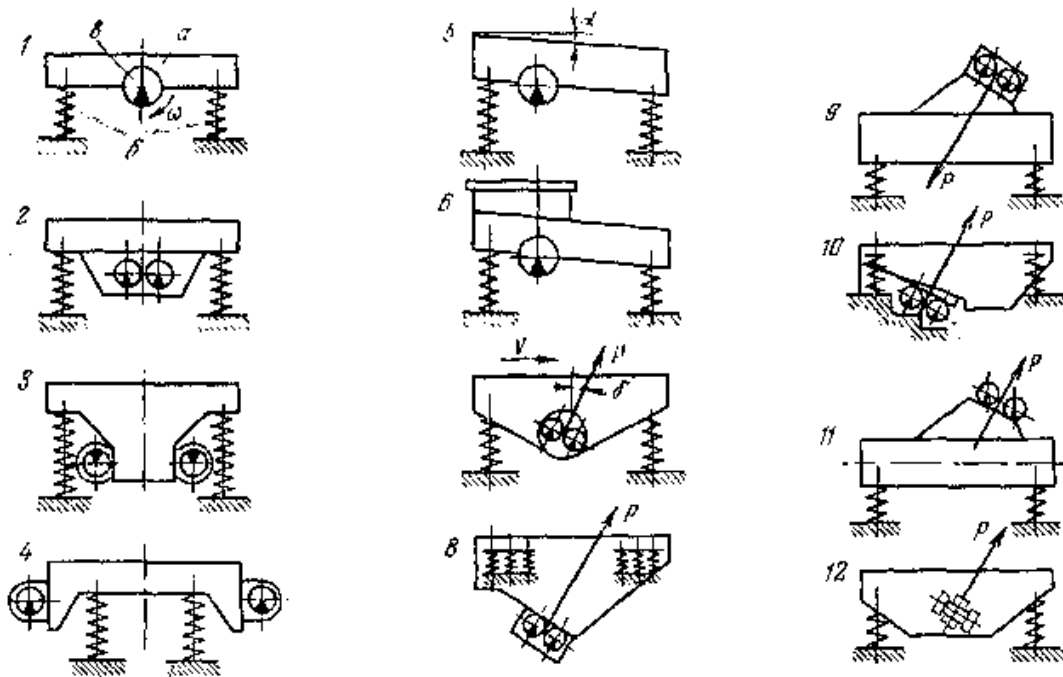


Рисунок 17.2 – Конструктивні схеми інерційних решіток

Решітки 1 - 4 застосовуються для вибивки форм без одночасного переміщення вибитого кома вздовж полотна a . Вібробуджувач в них розміщується симетрично щодо пружних опор b , і створенні їм коливання спрямовані або тільки у вертикальному напрямку, або по колу.

Решітки 5 - 12 використовуються в установках, в яких процес вибивки форм поєднується з переміщенням вибитого кома вздовж полотна решітки. У цих решітках вібробуджувач розташований під певним кутом до полотна решітки, внаслідок чого збуджуюче зусилля P діє на вибиваєму форму також під певним кутом, чим і досягається ефект переміщення. Решітка на схемі 6 представляє вузол, в якому поєднані вибивна рама (верхня площадка з отвором) і решітка під нею.

Розрахунок інерційних решіток має деякі труднощі, так як характер коливань в них значно складніший (рис. 1.3) [20].

У початковий момент часу форма (крива 2) рухається вгору разом з решіткою (крива 1). Потім по мірі уповільнення руху, сили інерції, які повідомлені формі і спрямовані вгору, відірвуть її від решітки, внаслідок чого форма підніметься на деяку висоту. Падаючи вниз, вона зустрінеться з решіткою, яка рухається вгору з прискоренням. В результаті відбудеться їх зіткнення, яке при багаторазовому повторенні призведе до руйнування набивки форми.

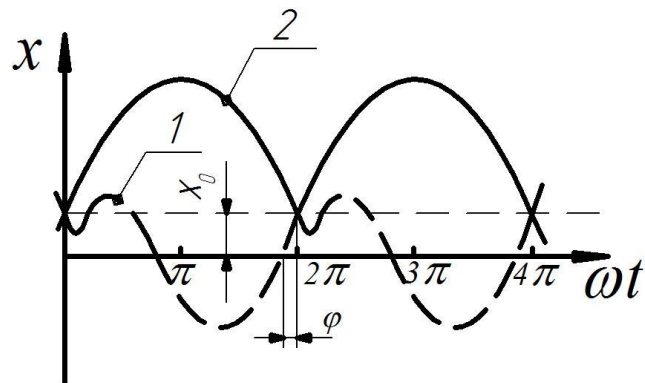


Рисунок 17.3 – Графік руху решітки (1) і опоки (2)

Переваги таких інерційних вибивних решіток полягають в можливості вибивки форм з різноманітних сумішей, різних габаритів та конфігурацій.

Завдання для розрахунку

Параметри інерційної решітки - вага вибиваємих форм G_f ; коефіцієнт відновлення швидкості співударяючихся тіл (решітка - форма) після удару R ; необхідна величина енергії ударів e_0 , діаметр дроту пружини d , діаметр пружини D крупність часток наведені в табл. 17.1.

Таблиця 17.1

Вихідні дані до розрахунку інерційної вибивної решітки

Варіант	G_f , кН	$\sum q_{\text{фмаш}}$, форм/год	R	e_0 , кДж/кН	d, мм	D, мм
1	9,8	200	0,15-0,20	$(15-25)10^{-3}$	10	80
2	15,7	240				
3	24,5	180				
4	39,3	210				
5	73,6	230				
6	157,0	190	0,20-0,25	$(30-40)10^{-3}$		
7	49,1	170				
8	98,1	150				
9	147,2	220				
10	196,2	160				

Порядок виконання роботи

Кутова швидкості приводного валу, рад/с:

$$\omega = \frac{1+\mu}{\mu} \pi \frac{\sqrt{1+R^2}}{1+R} \sqrt{\frac{2g}{e_0}}, \quad (17.1)$$

де $\mu = \frac{G_{\text{реш}}}{G_f} = 0,8 \dots 1,0$ - відношення ваги решітки до ваги вибиваємої форми;

R - коефіцієнт відновлення швидкості співудару тіл (решітка - форма) після удару;

Частота обертання приводного вала, хв^{-1} :

$$n = \frac{30\omega}{\pi} \quad (17.2)$$

Швидкість транспортування вибиваємих форм $v_{\text{від}}$, які рухаються по полотну решітки встановлюється з дво або триразовим запасом по відношенню до загальної швидкості ливарного конвеєра $v_{\text{кон}}$, по якому рухаються до місця вибивання залиті форми. Тому, м/с:

$$v_{\text{кон}} = \frac{T \sum q_{\text{фмаш}}}{60}, \quad (17.3)$$

$$v_{\text{від}} = (2 \dots 3) v_{\text{кон}} \quad (17.4)$$

де T - крок візків, м, $T = 1$ м

$\sum q_{\text{фмаш}}$ - сумарна продуктивність формівних машин (або АФЛ), які обслуговує ливарний конвеєр, форм/год.

Вибрані розміри пружини піддаються перевірочному розрахунку на стиск при максимальному зусиллі на пружину, кН:

$$P_{\max} = \frac{\pi d^3 [\sigma]}{8 D K}, \quad (17.5)$$

де P_{\max} - максимальне статичне навантаження на одну пружину, кН;

$$P_{\max} = \frac{G_{\text{реш}} + G_{\phi}}{n_1}, \quad (17.6)$$

де n_1 - кількість пружин в решітці ($n_1 = 8 \dots 24$), шт.;

$G_{\text{реш}} = (0,8 \dots 1,0) G_{\phi}$ - вага решітки, кН;

d - діаметр дроту пружини, м;

D - діаметр витка пружини, м;

K - коефіцієнт, що враховує форму перерізу, кривизну витків і нерівномірність розподілення навантаження на пружину, $K = 1,2 \dots 1,4$;

$[\sigma]$ - допустима напруга при пульсуючих навантаженнях $[\sigma] \approx (5,0 \dots 7,0) \times 10^5$ кН/м² [18].

Якщо нерівність не виконується, то необхідно змінити параметри або матеріал пружин.

Визначення жорсткості однієї пружини, кН/м:

$$C_1 = \frac{E_1 d^4}{8 D i}, \quad (17.7)$$

де E_1 - модуль зсуву матеріалу пружини, $E_1 \approx 8,0 \times 10^7$ кН/м [18];

$i = 8 \dots 12$ - число витків пружини, шт.

Розрахунок частоти власних коливань решітки, рад/с:

$$\omega_{\text{реш}} = \sqrt{\frac{C_1}{M_1}}, \quad (17.8)$$

де M_1 - маса вантажів, що припадають на одну пружину, т:

$$M_1 = \frac{G_{\text{реш}} + G_{\phi}}{g n_1} \quad (17.9)$$

Величина сили, яка збурює дебаланс решітки, кН:

$$P_v = (G_{\text{реш}} + G_{\phi}) \pi \frac{1 - R}{1 + R} \left(1 - \frac{1}{\lambda^2} \right), \quad (17.10)$$

де λ - коефіцієнт:

$$\lambda = \frac{\omega}{\omega_{\text{реш}}} \quad (17.11)$$

Визначення ексцентриситету і діаметра дебалансного валу, м:

$$r = \frac{D_B}{\lambda}, \quad (17.12)$$

де $D_B = 0,05$ м - діаметр валу вібратора (встановлюється з креслення).

Діаметр дебалансових вантажів обчислюється з виразу, м:

$$D_d = 2 \left(r + \frac{D_B}{\lambda} \right) \quad (17.13)$$

Сумарна вага дебалансових вантажів, кН:

$$G_d = \frac{P_B g}{\omega^2 R_d}, \quad (17.14)$$

де $R_d = \frac{D_d}{2}$ - радіус дебалансових вантажів, м.

Вертикальна складова швидкості решітки до удару, м/с:

$$v_1 = \frac{1-R+2\pi R}{1+R} \sqrt{\frac{ge_0}{2}} \quad (17.15)$$

Величина амплітуди коливань решітки, м:

$$A_p = \frac{v_1}{\omega \sin \varphi}, \quad (17.16)$$

де φ - кут фази співудару, $\varphi = 55 \dots 65^\circ$ [37].

Потужності електродвигуна приводу, кВт:

$$N = \frac{\pi g G_\phi (1-R)(1+\mu)}{102\omega(1+R)\mu\varepsilon}, \quad (17.17)$$

де $\varepsilon = 0,8 \dots 0,9$ - ККД приводу [38].

Контрольні запитання

1. Назвіть основну відмінність інерційних вибивних решіток від ексцентрикових?
2. Опишіть переваги інерційних вибивних решіток?
3. За якими параметрами конструктивного виконання розрізняються інерційні вибивні решітки?
4. Як визначити необхідне значення потужності приводу інерційної решітки?
5. Опишіть конструкцію пристроїв у яких застосовуються вибивні решітки?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 18

РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОЗБУДЖУВАЧА

Мета роботи – ознайомитися з конструкцією та принципом дії віброзбуджувача, визначити конструктивні параметри дебалансів, які б забезпечували оптимальний режим роботи віброзбуджувача

Теоретичні відомості

Основним параметром, який характеризує дебаланс як елемент відцентрового віброзбуджувача, є статичний момент його маси щодо осі обертання.

Дебалансом може служити ексцентрично закріплене щодо осі обертання тіло будь-якої форми, статичний момент маси якого щодо цієї осі рівний заданому. Однак із цього не випливає, що конструкція і форма перетину дебалансу не мають значення.

Особливості пуску і зупинки багатьох вібраційних машин визначають вимоги до конструкції і формі їх дебалансів, які зводяться до полегшення запуску і зменшенню резонансних явищ при зупинці вібромашини. Досягається це зменшенням моменту інерції дебалансу при збереженні заданого статичного моменту його маси або зміною величини останнього в процесі пуску і зупинки [37].

Відповідно до цього дебаланси бувають двох типів: з постійним у процесі запуску і зупинки статичним моментом маси (постійні дебаланси) або із змінним у процесі запуску і зупинки статичним моментом маси (висувні дебаланси).

Дебаланси того і іншого типів можуть бути регульованими (які дозволяють міняти в певних межах статичний момент маси) і нерегульованими.

Постійні дебаланси представляють з себе прості по конфігурації неврівноважені щодо осі обертання деталі, які за допомогою шпонки, шліців або якого-небудь іншого з'єднання надійно закріплюються на дебалансних валах. Неврівноважена частина дебалансу, яка безпосередньо створює коливання, найчастіше має форму кільцевого сектору, кола або прямокутника.

Статистичний момент маси дебалансу визначається:

$$S = m_0 r, \quad (18.1)$$

де m_0 - маса дебалансу;

r - відстань центру ваги дебалансу від осі обертання (ексцентриситет маси).

Дебаланс звичайно має врівноважену і неврівноважену частини. Статичний момент врівноваженої частини дебалансу дорівнює нулю. Часто буває зручно при визначенні статичного моменту дебалансу розглядати тільки його неврівноважену частину. Тоді m_0 і r відносяться тільки до неврівноваженої частини дебалансу. Але в усі формули, у які входять m_0 або r , а не їхній добуток, необхідно підставляти значення маси і її ексцентриситету, які відносяться до всієї сукупності обертових частин, включаючи сюди дебалансний вал і всі інші жорстко пов'язані з ним деталі.

Перемножуючи ліву і праву частини виразу на прискорення сили ваги, одержимо більш зручну для практичних розрахунків формулу:

$$K = G_0 r, \quad (18.2)$$

де K - ваговий статичний момент дебалансу;

G_0 - вага обертових частин;

r - ексцентриситет обертових частин щодо осі обертання.

При заданому статичному моменті дебалансу його момент інерції щодо осі обертання, який значною мірою визначає умови запуску і зупинки вібраційних машин, залежить від форми перетину неврівноваженої частини дебалансу.

Для різних форм перетину дебалансів існують певні співвідношення їх розмірів, при яких заданому статичному моменту дебалансу відповідає мінімальний момент інерції щодо осі обертання.

Співвідношення розмірів, при яких неврівноважена частина дебалансу, яка має форму кола, квадрата, кільцевого або кругового сектора задовольняє умові одержання мінімального моменту інерції при заданому статичному моменті маси. Мінімальний момент інерції при заданому статичному моменті маси мають коло, яке дотикається осі обертання, квадрат, центр якого розташовано від осі обертання на відстані рівному 0,577 довжини його сторони, і круговий або кільцевий сектори з кутом рівним $96^{\circ}48'$. Цей кут не залежить від співвідношення зовнішнього і внутрішнього радіусів сектору. Найменшим моментом інерції має коло, однак при дотриманні зазначених співвідношень моменти інерції розглянутих перетинів мало відрізняються один від одного.

При заданому статичному моменті в дебалансів з геометрично подібною формою перетину менший момент інерції має дебаланс із меншими розмірами поперечного перерізу (а отже, більш витягнутий уздовж поздовжньої осі).

Для забезпечення можливості зміни статичного моменту дебалансів у процесі експлуатації вони виконуються розсувними (із плавною або східчастим регулюванням моменту) або мають додаткові знімні вантажі.

Розсувні дебаланси складаються з нерухокої частини, міцно закріпленої на дебалансному валу за допомогою шпонки, шліців або клемного з'єднання, і рухокої частини, яка може повертатися щодо нерухокої на будь-який кут і закріплюватися в такому положенні за допомогою клемного або шпонкового з'єднання. Поворот однієї частини дебалансу щодо іншої дозволяє змінювати сумарний статичний момент. Нерухома і рухома частини дебалансу мають звичайно однакові статичні моменти.

Розсувні дебаланси дозволяють змінювати величину статичного моменту сходинками або плавно. Недолік плавно регульованих розсувних дебалансів полягає в тому, що не завжди вдається надійно закріпити поворотну частину дебалансу в необхідному положенні. Особливо це має місце при більших дебалансах, коли для надійного закріплення необхідно затягти масивне клемне з'єднання.

Дебаланси зі знімними вантажами складаються з основного дебалансу і знімних вантажів. Знімні вантажі і способи їх закріплення бувають різними, але всі вони відрізняються тим, що болти, які кріплять вантажі, не сприймають збурюючої сили. Вони забезпечують надійну фіксацію додаткового вантажу на основному дебалансі за допомогою, наприклад, кільцевого виступу, який входить у відповідний паз. Зміна статичного моменту здійснюється за рахунок установки вантажів різної ваги, а іноді зміною числа вантажів [39].

Дебаланси зі знімними вантажами дозволяють змінювати статичний момент не безупинно, а сходинками, але, як правило, на практиці це не викликає незручностей.

Недоліком знімних вантажів є необхідність ретельної установки вантажів, затягування і особливо додаткової фіксації болтових з'єднань і повсякденного спостереження за ними для забезпечення безпеки експлуатації.

Висувні дебаланси мають три елементи – основний дебаланс, висувний дебаланс, пружину, яка перешкоджає переміщенню висувного дебалансу від центру до периферії, і регулююче обладнання, яке складається зі стакану, болта і гайки. Установка стакану проти кожної ризику відповідає різним значенням статичного моменту дебалансу. Пружина підбирається так, щоб переміщення дебалансу під дією відцентрової сили починалося після того як при запуску зона резонансу пройдена, а при зупинці вібромашини переміщення дебалансу назад до центру відбувалося під дією пружини до проходження резонансної зони.

Розрізняють два типи висувних дебалансів: з мінімальним початковим статичним моментом, відмінним від нуля, і з початковим статичним моментом, рівним нулю.

Недолік дебалансів першого типу полягає в наявності початкового статичного моменту, який не дозволяє повністю уникнути резонансних явищ при запуску і зупинці вібромашини. Дебаланси другого типу не мають цього недоліку, але виходять більш громіздкими.

Відсутність початкового статичного моменту досягається тим, що центри ваги рухомих і нерухомих частин дебалансу розташовуються по різні сторони від осі обертання і у такий спосіб обидві частини врівноважуються. При цьому, однак, максимальний статичний момент дебалансу трохи зменшується за рахунок статичного моменту його нерухої частини. Це вимагає для забезпечення заданого статичного моменту відповідного збільшення моменту рухої частини дебалансу.

Робота висувних дебалансів супроводжується немінучими ударами їх рухомих частин по обмежник, що є їхнім істотним недоліком.

Завдання для розрахунку

Параметри інерційної решітки - маса форми (приймається рівною масі виробу) M_f , приведена маса суміші $M_{пр}$, товщина шару суміші h наведені в табл. 18.1.

Таблиця 18.1

Вихідні дані до розрахунку віброзбуджувача

Варіант	M_f , кг	$M_{пр}$, кг	h , м
1	20	153	0,100
2	27	215	0,125
3	40	339	0,150
4	60	473	0,175
5	92	678	0,200
6	129	906	0,250
7	90	661	0,300
8	125	885	0,350
9	159	1159	0,400
10	212	1496	0,450

Порядок виконання роботи

Амплітуда коливань віброзбуджувача, м:

$$A = A_1 e^{\frac{\beta h}{2}}, \quad (18.3)$$

де A_1 - мінімальна амплітуда коливань $A_1 = 2 \dots 4$ мм;

e - основа натурального логарифма;

h - товщина шару суміші, м;

β - коефіцієнт затухання коливань у суміші, m^{-1} $\beta = 10 \dots 12$ [39].

Кінематичний момент дебалансів віброзбуджувача визначають із основного рівняння коливань системи:

$$MA = mr \cos \alpha, \quad (18.4)$$

де M - маса віброуючих частин, кг.

m - маса невірноваженої частини дебалансів віброзбуджувача, кг;

r - відстань від осі обертання до центру ваги невірноваженої частини дебалансу, м;

α - кут зрушення фаз між напрямком лінії дії відцентрової сили дебалансів і переміщенням вибивної решітки.

Сумарна маса вібруючих частин, кг:

$$M = M_{\phi} + M_{\text{пр}} + M_{\kappa}, \quad (18.5)$$

M_{ϕ} - маса форми (приймається рівною масі виробу), кг;

$M_{\text{пр}}$ - приведена маса суміші, кг;

M_{κ} - маса вібруючих конструкцій (вага вібраторів, рами, валів і т.д.), кг:

– для вибивних решіток малої вантажепідємності:

$$M = 0,5(M_{\phi} + M_{\text{пр}}) \quad (18.6)$$

– для вибивних решіток середньої і великої вантажепідємності:

$$M_{\kappa} = (0,35 \dots 0,40)(M_{\phi} + M_{\text{пр}}) \quad (18.7)$$

Кут зрушення фаз характеризує потужність, яка витрачається на вибивку суміші, гідравлічні втрати, що виникають при швидких переміщеннях вибивної решітки в повітряному середовищі, і втрати на внутрішнє тертя в пружинах підвіски. Для вибивних решіток $\alpha = 15 \dots 18^{\circ}$ [19].

Кінематичний момент дебалансів:

$$mr = \frac{MA}{\cos\alpha} \quad (18.8)$$

Звідки маса неврівноваженої частини дебалансів віброзбуджувача, кг:

$$mr = \frac{MA}{\cos\alpha} \quad (18.9)$$

Маса одного дебалансу, кг:

$$m' = \frac{m}{\Delta}, \quad (18.9)$$

де $\Delta = (2 - 4)$ - кількість дебалансів, яка вибирається з таким розрахунками, щоб навантаження на підшипники від збурюючої сили не перевищували припустимого по [20].

Задаючись конструктивним розміром дебалансу, визначимо відстань від осі обертання до центру ваги дебалансу r , його масу m' і товщину b (рис. 18.1).

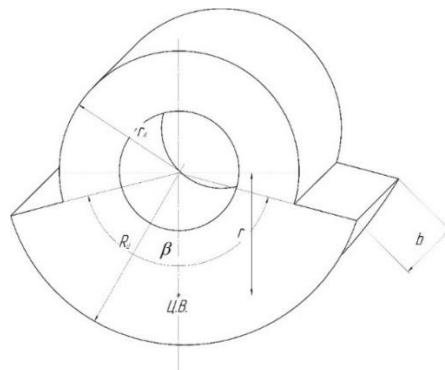


Рисунок 18.1 – Схема до розрахунку геометричних розмірів дебалансів віброзбуджувача

Для дебалансу, який має форму частини круглого кільця, м:

$$r = \frac{38,2(R_d^3 - r_d^3) \sin \frac{\beta}{2}}{(R_d^2 - r_d^2) \sin \frac{\beta}{2}} \quad (18.10)$$

Товщина дебалансу, м:

$$b = \frac{m'}{\pi \rho (R_d^2 - r_d^2)} \frac{360}{\beta}, \quad (18.11)$$

де ρ - густина матеріалу дебалансу, для сталі $\rho = 8 \times 10^3 \text{ кг/м}^3$

Рекомендовані розміри дебалансу - $\beta = 90 \dots 120^\circ$, $R_d = 0,12 \dots 0,16$ м, $r_d = 0,06 \dots 0,12$ м.

Для плоского дебалансу (рис. 18.2) розміри визначають по формулах, м:

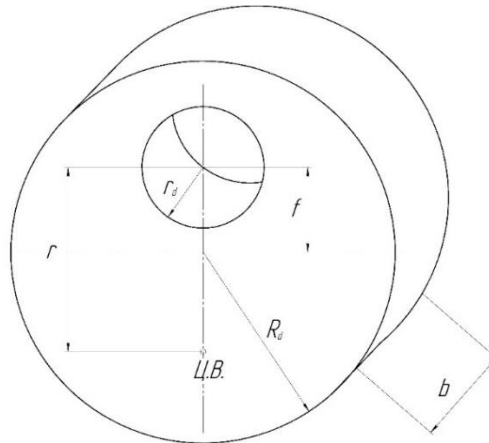


Рисунок 18.2 – Схема до визначення геометричних розмірів дебалансів вібробудувача

$$r = \frac{R_d^2 f}{R_g^2 - r_g^2} \quad (18.12)$$

$$b = \frac{m'}{\pi \rho (R_d^2 - r_d^2)} \quad (18.13)$$

Рекомендується приймати $R_g = 0,04 \dots 0,06$ м, $r_g = 0,02 \dots 0,03$ м, $f = 0,04$ м.

Частоти вимушених коливань валу залежить від швидкості обертання валу вібробудувача, с^{-1} :

$$\omega_b = \frac{\pi n}{30}, \quad (18.14)$$

де n - приймається в діапазоні 2890...2920 об/хв. [18].

Сумарна твердість всіх пружин визначається за рівнянням частоти власних коливань системи, с^{-1} :

$$\omega_c = \sqrt{\frac{C}{M}} \quad (18.15)$$

Звідки твердість:

$$C = M\omega_c \quad (18.16)$$

Так як $\omega_0 = \frac{\omega_B}{2}$ і $\omega_B = \frac{\pi n}{30}$, то, (Н/м):

$$C = \frac{M\pi^2 n^2}{30^2 i^2} \quad (18.17)$$

Співвідношення частоти вимушених і власних коливань вибивної решітки для більшості сучасних конструкцій складає $i = 5 \dots 6$.

Твердість однієї пружини, Н/м:

$$C' = \frac{C}{z}, \quad (18.18)$$

де z - кількість пружин, прийняте за аналогією з існуючими конструкціями.

Число робочих витків пружини:

$$n_1 = \frac{G_{ст} d^4}{8D^3 C^2}, \quad (18.19)$$

де $G_{ст}$ - модуль зрушення сталі, $G_{ст} = 8,5 \times 10^4$ [11];

d - діаметр прутка пружини, м:

$$d \geq \frac{D}{4} \quad (18.20)$$

D - діаметр пружини, м; орієнтовно можна прийняти $D = 0,15 \dots 0,30$ м.

Потужність віброзбуджувача необхідна для руйнування грудки суміші, кВт:

$$N_1 = \frac{m^2 r^2 n^3 \sin 2\alpha}{1,75 \times 10^6 M}, \quad (18.21)$$

де m - сумарна маса дебалансів, кг;

r - відстань від осі обертання до центру ваги дебалансів;

α - кут зрушення фаз (при визначенні максимальної потужності приймається $\alpha = 45^\circ$);

n - частота коливань вібратора, об/хв;

M - сумарна маса віброуючих частин.

Потужність, яка витрачається на подолання сили тертя в підшипниках вала дебалансів, кВт:

$$N_2 = \frac{m^2 n^3 d \mu l}{1,75 \times 10^6 M}, \quad (18.22)$$

де d - діаметр бігової доріжки внутрішнього кільця підшипників кочення, $d = 0,06 \dots 0,08$ м;

μ - приведений коефіцієнт тертя кочення, $\mu = 0,005$ [32];

$l=2$ - кількість підшипників.

Розрахункова потужність електродвигуна, кВт:

$$N = \frac{N_1 + N_2}{\eta}, \quad (18.23)$$

де η - КПД приводу, $\eta = 0,95 \dots 0,97$

Контрольні запитання

1. Назвіть основний параметр, який характеризує дебаланс, як елемент відцентрового віброзбуджувача?
2. Яке, за геометричною конфігурацією, тіло може використовуватися в якості дебалансу?
3. Перерахуйте типи дебалансів?
4. Як визначається статичний момент маси дебалансу?
5. Вкажіть спосіб зміни статичного моменту дебалансів у процесі експлуатації?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 19

РОЗРАХУНКИ УСТАНОВКИ ДЛЯ ГІДРАВЛІЧНОЇ ВИБІВКИ СТЕРЖНІВ

Мета роботи – визначити основні параметри гідромонітора, витрати води, продуктивності установки для вибивки стержнів, об'єм резервуара-відстійника і потужності електродвигуна насосів.

Теоретичні відомості

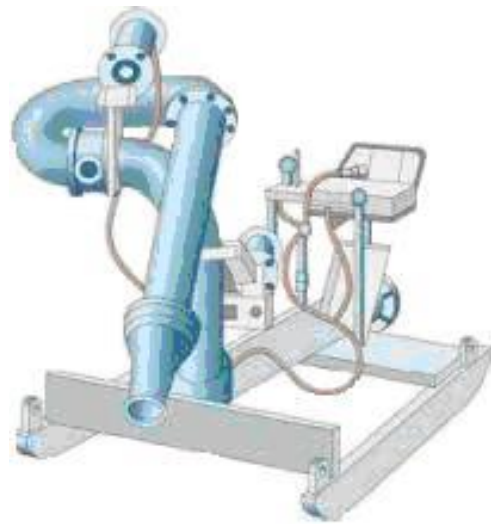
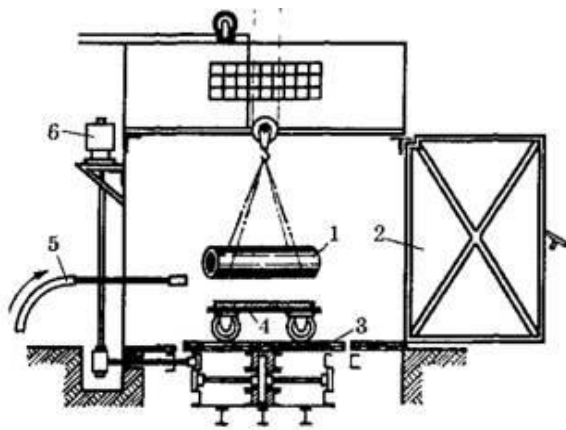
Для механізації вибивки стержнів із відливок в сучасних ливарних цехах використовують пневматичні вібраційні машини і гідравлічні установки.

У порівнянні з вибивкою стержнів сухим способом (за допомогою вібраційних машин і вручну) при гідравлічній вибивці стержнів повністю відсутнє пилоутворення, зберігаються для повторного використання стержневі рамки і каркаси, значно прискорюється процес видалення стержнів. Застосування гідравлічної вибивки стержнів, однак, обмежується досить великими і складними відливками, які мають великий об'єм і складну форму стержнів [20].

Для гідравлічної вибивки стержнів застосовують установки двох типів: високого і низького тиску. В установках високого тиску робочий (надлишковий) тиск води становить від 100 до 200 ат, а діаметр отвору сопла монітора від 4 до 8 мм. В установках низького тиску робочий тиск води становить від 25 до 40 ат, діаметр сопла від 12 до 27 мм. У промисловості знаходять застосування головним чином установки високого тиску.

Вибивка стержнів з відливок гідравлічним методом проводиться в закритих камерах (рис. 19.1).

Відливок поміщають усередині камери на обертаючому столі, а робітник перебуває поза камерою і направляє на відливок струмінь води із брандспойта або гідромонітора, рухомо закріпленого в стінці камери. Гідромонітор, або брандспойт, який приєднується до трубопроводу установки за допомогою гнучкого шлангу, роблять у вигляді трубки довжиною від 1 до 4 м, діаметр його не повинен викликати занадто більших втрат напору при русі води (рис. 19.1).



1 - відливок; 2 - двері камери; 3 - поворотне коло; 4 - візок; 5 - гідромонітор; 6 - механізм повороту

Рисунок 19.1 – Схема установки для гідравлічної вибивки стержнів і загальний вид гідромонітора

За практичним даними діаметр трубки гідромонітора в установках високого тиску приймають із розрахунку, щоб відношення її перетину до прохідного перетину сопла було рівне 5 ... 5,5. Звичайно гідромонітори таких установок роблять діаметром до 25 мм, а в установках низького тиску – від 40 до 50 мм і більше. Монітори великого перетину важкі і менш зручні в роботі. При відношенні перетинів стовбура монітора і сопла в зазначених межах і при надлишковому тиску в трубопроводі 75 ат швидкість струменя при виході із сопла становить від 70 до 90 м/с, швидкість води в стовбурі монітора 20 м/с, а швидкість води в трубопроводі від 2 до 3 м/с [19].

При виході із сопла струмні води досить швидко втрачає швидкість і частково розприскується. Тому брандспойт рекомендується встановлювати так, щоб його наконечник перебував від вибиваємого стержня на відстані від 100 до 150 мм. Для збереження кращої компактності струменя і зменшення турбулентності потоку по виходу із сопла рекомендується робити в стовбурі гідромонітора випрямлячі у вигляді робер (рис. 19.2).

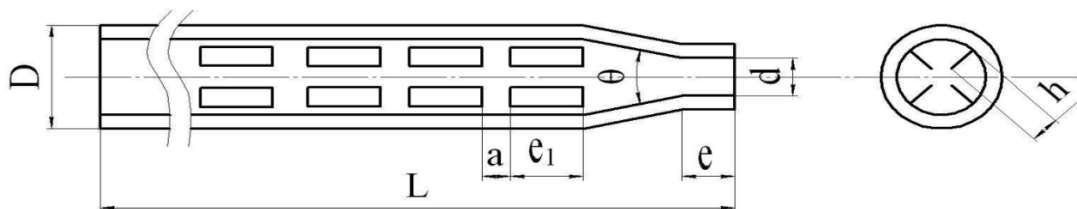


Рисунок 19.2 – Конструкція гідромонітора

Відпрацьована вода з піском проходить через ґратчасту підлогу камери і надходить у відстійник, де освітлюється для повторного використання. Осівший у відстійнику промитий пісок висушують і знову використовують у якості формувального матеріалу.

Струмні води чинить на стержень двояку дію: розвиваючу, при якій разом з водою відділяється стержневий матеріал; ріжучу, при якій струмінь може розрізати стержень на частині і виносити їх з виливків. Розвиваюча дія струменя тим більша, чим більша витрата води. Розрізаюча дія тим більша, чим більша швидкість струменя, яка залежить від тиску води. Очевидно, що для оптимальної дії струменя необхідно поєднувати розвиваючу дію з розрізаючою таким чином, щоб у найкоротший час виконати операцію видалення стержня, тобто вибрати таку комбінація сопла, яка давала б потрібну витрату води, і такий тиск води, який давав би належну швидкість витікання води. Правильний вибір тиску води і діаметра сопла є основною умовою продуктивної і економічної дії всієї гідравлічної установки для вибивки стержнів.

Дослідним шляхом також встановлено, що чим більша міцність матеріалу стержня в момент вибивки, тим більше значення має розрізаюча дія струменя. Тиск води при цьому

повинен бути обраним більшим, а діаметр сопла при обмеженій потужності насоса може бути відповідно меншим.

При порівнянні гідравлічних установок різного типу в якості критерію їх продуктивності в першому наближенні можна прийняти величини живих сил їх струменів.

Крім чисто гідравлічної обробки відливків струменем води, можливо застосовувати з більшим ефектом піскогідравлічну обробку. Руйнуюча сила струменя води з піском набагато більша, ніж руйнуюча сила струменя води без піску. За допомогою піщано-водяного струменя можна не тільки вибивати стрижні, але й очищати поверхню відливків.

Піскогідромонітор, який використовується для отримання піщано-водяного струменя, представляє з себе струмінний апарат, який працює за принципом гідравлічного елеватора. По стовбуру через вихідний насадок, або сопло подається вода під високим тиском (від 75 до 150 ат).

Струмінь води, який виходить із великою швидкістю із сопла, засмоктує пульпу (суміш піску і води), у змішувальну камеру або конічний вихідний насадок, з отвору якого вже виходить робоча піщано-водяний струмінь.

Завдання для розрахунку

Параметри гідромонітору - міцність стержня $\sigma_{ст}$; діаметр сопла монітора d ; кут зустрічі струменя води із площиною стержня α ; довжина монітора L , густина піску $\rho_{п}$; густина води $\rho_{в}$, наведені в табл. 19.1.

Таблиця 19.1

Вихідні дані до розрахунку установки для гідравлічної вибивки стержнів

Варіант	$\sigma_{ст}$, МПа	Тип монітору	d , м	α°	L , м	$\rho_{п}$, т/м ³	$\rho_{в}$, т/м ³
1	0,90	Низький тиск	0,012...0,027	0...45	1...4	2,63	1
2	0,92						
3	0,94						
4	0,96						
5	0,98						
6	1,00	Високий тиск	0,004...0,008	0...45	1...4	2,63	1
7	1,02						
8	1,04						
9	1,06						
10	1,08						

Порядок виконання роботи

Сила удару водяного струменя, необхідна для руйнування стержня, МН:

$$P = p F_c, \quad (19.1)$$

де p - питомий тиск водяного струменя на вибиваемий стержень, МПа;

F_c - площа перетину сопла гідромонітора, м².

Стержень починає руйнуватися при тиску струменя, МПа:

$$p = (2,0 \dots 10,0) \sigma_{ст} \quad (19.2)$$

В моніторах низького тиску створюють тиск $p = 2,5 \dots 4,0$ МПа; високого тиску - $p = 10 \dots 20$ МПа [19].

Площа перетину сопла гідромонітора, м²:

$$F_c = \frac{\pi d^2}{4}, \quad (19.3)$$

де d - діаметр сопла монітора, м².

Дійсний швидкісний напір водяного струменя в момент зустрічі з поверхнею вибиваємого стержня, м. вод. ст.:

$$H_g = \frac{P}{2\gamma_c F_c \cos^2 \alpha}, \quad (19.4)$$

де γ_c - об'ємна вага води, (10^{-2} МН/м³);

α - кут зустрічі струменя води із площиною стержня.

Швидкість струменя води на виході із сопла монітора, м/с:

$$v = \sqrt{\frac{2gH_g}{K}}, \quad (19.5)$$

де $K \approx 0,5$ - коефіцієнт, який враховує втрати напору при русі струменя води в повітрі [19].

Швидкісний напір струменя води на виході із сопла, м. вод. ст.:

$$H = \frac{v^2}{2g} + \frac{fL}{D} \frac{v_1^2}{2g} + \frac{fL_1}{D_1} \frac{v_2^2}{2g}, \quad (19.6)$$

де f - коефіцієнт тертя по внутрішній поверхні монітора і трубопроводу, віднесений до одиниці довжини, $f \approx 0,035$;

L - довжина монітора, м;

D - внутрішній діаметр монітора, $D \approx 5d$ м;

v_1 - швидкість струменя води в моніторі, $v_1 = v/5$ м/с;

L_1 - довжина трубопроводу (встановлюється із креслення або вибирається конструктивно), м. $L_1 = 5 \dots 10$ м;

D_1 - внутрішній діаметр трубопроводу, $D_1 = (3 \dots 5)D$ м;

v_2 - швидкість струменя води в трубопроводі, $v_2 = v_1 \frac{D}{D_1}$ м/с.

Розраховуємо розміри елементів гідромонітора. Довжина ребра випрямляча струменя води, м:

$$e_1 = (5 \dots 6)D \quad (19.7)$$

Відстань між ребрами, м:

$$a \approx 0,25e_1 \quad (19.8)$$

Висота ребер, м:

$$h \approx 0,35D \quad (19.9)$$

Довжина вихідної циліндричної частини сопла, м:

$$e = (1,0 \dots 1,2)d \quad (19.10)$$

Кут конусності насадки або сопла приймаємо $\Theta = 10 \dots 13^\circ$ [19].
 Годинна витрата води в гідромоніторі, м³/год:

$$G = 3600 v F_c \quad (19.11)$$

Продуктивність гідромонітора, м³/год:
 – у моніторах низького тиску

$$Q = (0,1 \dots 0,2)G \quad (19.12)$$

– високого тиску

$$Q = (0,3 \dots 0,5)G \quad (19.13)$$

Потужність електродвигуна насоса для води, кВт:

$$N = \frac{K_y \gamma_B Q H_B}{\eta}, \quad (19.14)$$

де K_y - коефіцієнт запасу потужності, $K_y = 1,1 \dots 1,2$;

γ_B - питома вага води, $\gamma_B = 10 \text{ кН/м}^3$ [40];

η - КПД насосів, $\eta = 0,6 \dots 0,8$ [41].

Мінімальний об'єм резервуара відстійника, м³:

$$V = \frac{Q h_0}{0,42 v_0}, \quad (19.15)$$

де $h_0 = 0,20 \dots 0,25$ м - глибина допустимого шару осадження піску, яка забезпечує неможливість попадання його в трубу для зливу;

v_0 - швидкість осадження часток піску (м/с).

Швидкість осадження часток піску розраховується по формулі Стокса, м/с:

$$v_0 = \frac{d_n^2 (\rho_n - \rho_B) g}{18 \eta_B}, \quad (19.16)$$

де d_n - діаметр зважених часток піску у воді, $d_n = 0,0001 \dots 0,00001$ м;

ρ_n - густина піску т/м³;

ρ_B - густина води, т/м³;

η_B - в'язкість води (при 20 °С - $\eta_B = 10^{-4}$ т/м·с) [40].

Контрольні запитання

1. Назвіть переваги гідравлічної вибивки стержнів?
2. Які типи установок застосовують для гідравлічної вибивки стержнів?
3. Опишіть дію струменя води на стержень?

4. Яким чином покращити ефективність гідравлічної вибивки стержнів?
5. Опишіть конструкцію установки для гідравлічної вибивки стержнів?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 20

РОЗРАХУНОК ГАЛТУВАЛЬНОГО БАРАБАНА ПЕРІОДИЧНОЇ ДІЇ

Мета роботи – визначити основні параметри галтувального барабану періодичної дії, число обертів, його продуктивності, потужність електродвигуна.

Теоретичні відомості

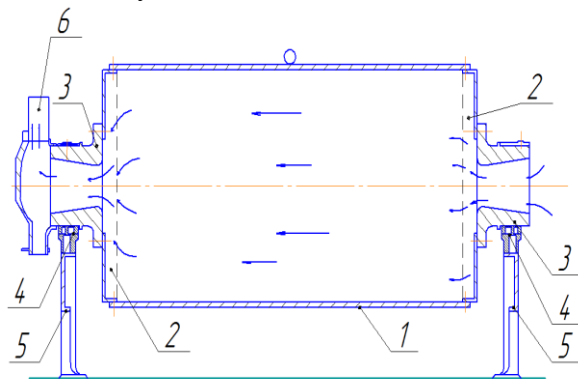
Після видалення елементів ливникової системи подальша обробка відливок заключається в наступному:

- поверхню відливок очищають від пригорівших формувальних і стержневих сумішей;
- видаляють залишки ливникових систем, підживлювачів і заливів;
- виправляють нерівності на поверхні відливок і готують їх до фарбування.

Існує багато способів очистки поверхні відливок, із яких найбільше розповсюдження отримали очистка в галтувальних барабанах, дробострумінний і дробометний способи [36].

Очистка відливок в галтувальних барабанах періодичної (рис. 20.1) і безперервної дії – розповсюджений в ливарних цехах спосіб обробки відливок, який забезпечує високу якість первинної обробки їх поверхні.

Конструктивно галтувальний барабан періодичної складається з товстостінної обичайки циліндричної форми, яка закріплена на цапфах. В обичайці барабану розташовано завантажувальний люк. Завантажувальний люк закривається кришкою із спеціальними замками. Пиловідсос забезпечується через патрубок приєднаний до цапфи барабану від цехової вентиляції. Привід барабану здійснюється від електродвигуна через редуктор. Для завантаження виливків барабан може бути оснащений скіповим підйомником. Керування барабаном і скіповим підйомником ведеться з єдиного пульта.



1 - обичайка; 2 - торці литі; 3 - цапфи; 4 - підшипники; 5 - стійки; 6 - вентиляційна труба

Рисунок 20.1 – Загальний вид та схема галтувального барабану періодичної дії

Принцип дії: відкривається завантажувальне вікно, скіповий підйомник подає порцію відливок в вікно, яке закривається кришкою із замками. Одночасно з відливками завантажуються зірочки з білого чавуну. Включається привод барабану, він обертається, відливки з зірочками відцентровими силами притискуються до стінок барабану, падають, ударяються, йде очищення поверхні за рахунок ударів та сил тертя. Час очищення встановлюється експериментально в залежності від складності відливок та їх габаритів. При закінченні очищення привод барабану зупиняється, вікно відкривається, відливки вивантажуються на пластинчастий конвеєр. Зірочки повертаються в барабан і цикл повторюється. Швидкість обертання барабану обумовлює інтенсивність відносного переміщення відливок в барабані, а отже, ефективність очищення. Одночасно з очищенням

поверхні відливків у галтувальному барабані відбувається вибивка стержнів і відбиття ливників [19].

Завдання для розрахунку

Параметри галтувального барабану періодичної дії - середня вага очищуємого відливка G_1 ; максимальний розмір відливка L_1 ; діаметр циліндричної частини барабана D ; маса одного завантаження Q ; час циклу роботи τ , наведені в табл. 20.1.

Таблиця 20.1

Вихідні дані до розрахунку галтувального барабану періодичної дії

Варіант	G_1 , кН	D , м	L_1 , м	Q , т	τ , хв
1	2	0,50	0,020	0,10	30
2	4	0,54	0,025	0,10	30
3	6	0,58	0,030	0,60	33
4	8	0,62	0,035	0,60	33
5	10	0,66	0,040	1,10	36
6	12	0,70	0,045	1,10	36
7	14	0,74	0,050	1,60	39
8	16	0,78	0,060	1,60	39
9	18	0,82	0,070	2,10	42
10	20	0,86	0,080	2,10	42

Порядок виконання роботи

Максимально допустиме число обертів барабану. Для барабанів з $D > 0,7$ м, $хв^{-1}$:

$$n = \frac{21,2}{\sqrt{R}}, \quad (20.1)$$

де $R = \frac{D-e}{2}$ - радіус кола, яке проходить через центр ваги відливків на бічній поверхні барабану,

м. Величина e визначається із відношення $e = \frac{L_1}{2}$.

Для барабанів з $D < 0,7$ м, $хв^{-1}$:

$$n = \frac{23,1}{\sqrt{R}} \quad (20.2)$$

Колова швидкість барабану, м/с:

$$v = \frac{2\pi Rn}{60} \quad (20.3)$$

Схема для розрахунку параметрів барабану наведена на рис. 20.2.

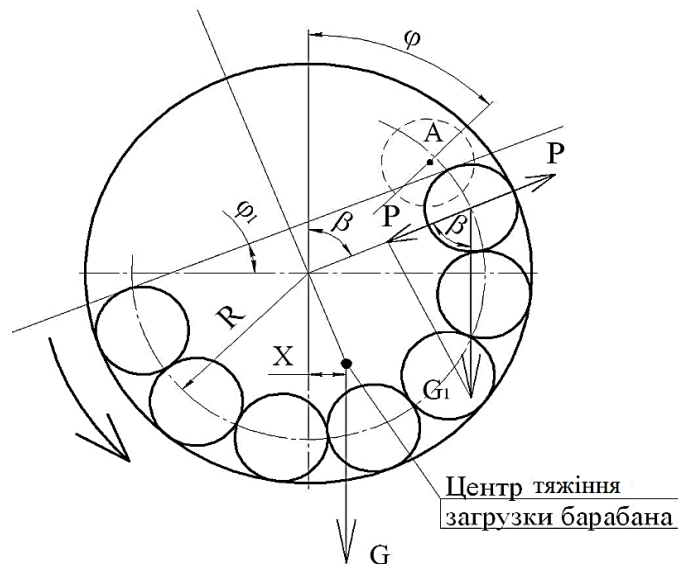


Рисунок 20.2 – Схема до розрахунку параметрів барабану
Відцентрова сила, яка діє на відлинок при обертанні барабану, кН:

$$n = \frac{G_1 v^2}{gR} \quad (20.4)$$

Кут β° , який визначає точку відриву відливка від внутрішньої стінки барабану при обертанні:

$$\beta = \arccos \frac{P}{G_1} \quad (20.6)$$

Кут тертя ρ° :

$$\rho = \arccos K, \quad (20.7)$$

де K - коефіцієнт тертя відлиwkів об стінку барабану ($K \approx 0,3$) [41].

Кут радіуса, який проходить через точку відриву A , з вертикальною віссю:

$$\phi = \beta - \rho \quad (20.8)$$

Висота підйому відливка перед падінням, м:

$$H = R + R \cos \phi \quad (20.9)$$

Продуктивність барабану, т/год:

$$q = \frac{Q}{\tau}, \quad (20.10)$$

де τ - час циклу роботи, год.

Обертовий момент, який створюється завантаженням, відносно осі обертання, кН·м:

$$M_{\text{обер}} = \chi Q, \quad (20.11)$$

де χ - зміщення центра тяжіння завантаження барабану при його обертанні, м;

$$\chi = 0,424(1 - K)D\sin\varphi_1, \quad (20.12)$$

де K - коефіцієнт завантаження ($K = 0,7 \dots 0,8$);

$\varphi_1 \approx 40^\circ$ - кут розміщення вільної поверхні завантаження відносно горизонтальної площини [42].

Кутова швидкість обертання барабану, рад/с:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (20.13)$$

Потужність електродвигуна привода барабану, кВт:

$$N = \frac{M_{\text{обер}} \omega}{\eta}, \quad (20.14)$$

де $\eta = 0,6 \dots 0,8$ - ККД привода двигуна [19].

Контрольні запитання

1. Які операції виконуються з відливками після їх вибивки з ливарної форми?
2. Від чого залежить максимально допустиме число обертів галтувального барабану періодичної дії?
3. З яких основних конструктивних елементів складається галтувальний барабан періодичної дії?
4. Як визначається потужність електродвигуна галтувального барабану періодичної дії?
5. Як механізувати процеси завантаження і розвантаження галтувального барабану періодичної дії?

ПРАКТИЧНА РАБОТА № 21

РОЗРАХУНОК ГАЛТУВАЛЬНОГО БАРАБАНУ БЕЗПЕРЕРВНОЇ ДІЇ

Мета роботи – визначити основні параметри галтувального барабану безперервної дії, число обертів, його продуктивності, потужність електродвигуна.

Теоретичні відомості

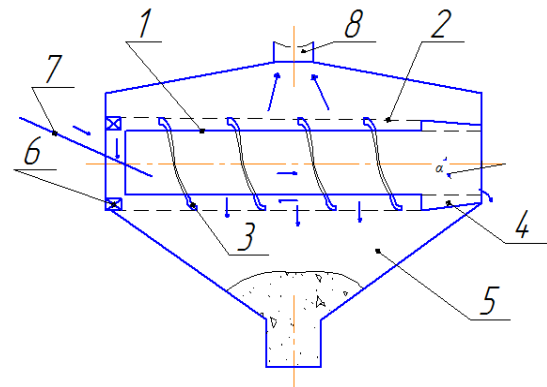
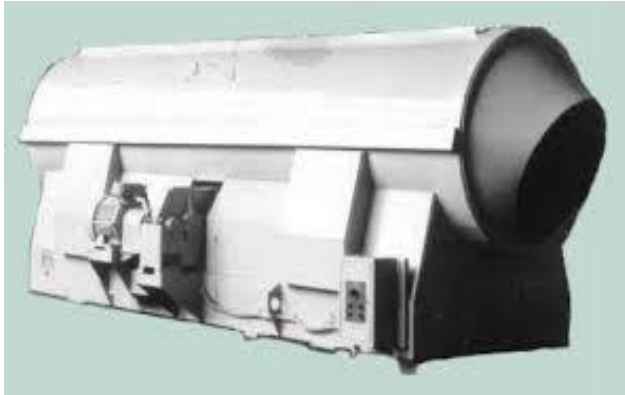
Галтувальний барабан безперервної дії (рис. 21.1) застосовують у крупносерійному і масовому виробництві для очищення відливок масою від 1 до 25 кг, які мало піддаються бою (наприклад гальмівних колодок).

Конструктивно галтувальний барабан безперервної дії представляє з себе обичайку, з обох кінців якої приварені конуси для завантаження і вивантаження відливок. Вісь обичайки має регульований нахил до горизонту під кутом від 4° до 10° [42]. Завдяки нахилу відливки при обертанні обичайки просуваються уздовж її і очищаються в результаті тертя одних об інші. Обертіві частини барабану закриті кожухом, який патрубком з'єднується з цеховою вентиляцією.

Привід барабану здійснюється від електродвигуна через черв'ячний редуктор і привідні котки. Обичайку встановлено на привідних, вільно обертаючихся опорних котках.

Уздовж барабану проходить конвеєр збирання відходів, який приводиться в рух електродвигуном. Кут нахилу обичайки регулюється за допомогою механізму підйому.

Принцип дії: при включенні приводу барабан починає обертатися. Крізь завантажувальне вікно в барабан безперервно подаються відливки, які підхоплюються внутрішніми ребрами, піднімаються і падають, удараючись одні об інші - проходить процес очищення їх поверхні в результаті ударів і тертя.



1 - внутрішня обичайка; 2 - зовнішня обичайка; 3 - гвинтові лопатки для повернення зірочок; 4 - вихід відлиwkів; 5 - збірник для піску; 6 - лопатки для подачі зірочок на завантажувальний лоток; 7 - завантажувальний лоток; 8 - відсмоктування запиленого повітря

Рисунок 21.1 – Зовнішній вид і схема галтувального барабану безперервної дії

Завдяки нахилу барабану відливки самостійно просуваються до розвантажувального вікна і вивантажуються на конвеєр.

Завдання для розрахунку

Параметри галтувального барабану періодичної дії - середня вага очищуємого відливка G_1 ; діаметр циліндричної частини барабану D ; довжина барабану L ; максимальний розмір відливка L_1 ; маса одного завантаження Q ; час циклу роботи τ , частота обертів барабану, n , наведені в табл. 21.1.

Таблиця 21.1

Вихідні дані до розрахунку галтувального барабану безперервної дії

Варіант	G_1 , кН	D , м	L , м	L_1 , м	Q , т	τ , хв	n , мин^{-1}
1	2	0,50	1,0	0,10	0,1	30	5,0
2	4	0,54	1,1	0,11	0,1	30	5,0
3	6	0,58	1,2	0,12	0,6	33	5,5
4	8	0,62	1,3	0,13	0,6	33	5,5
5	10	0,66	1,4	0,14	1,1	36	6,0
6	12	0,70	4,0	0,15	1,1	36	6,0
7	14	0,74	4,5	0,16	1,6	42	6,5
8	16	0,78	5,0	0,17	1,6	42	6,5
9	18	0,82	5,5	0,18	2,1	45	7,0
10	20	0,86	6,0	0,19	2,1	45	7,0

Порядок виконання роботи

Радіус барабану, м:

$$R = \frac{D}{2} \quad (21.1)$$

Визначення кутової швидкості барабану, м/с:

$$v = \frac{2\pi Rn}{60} \quad (21.2)$$

Центробіжна сила, яка діє на відливок при обертанні барабану (рис. 21.2), кН:

$$P = \frac{G_1 v}{gR} \quad (21.3)$$

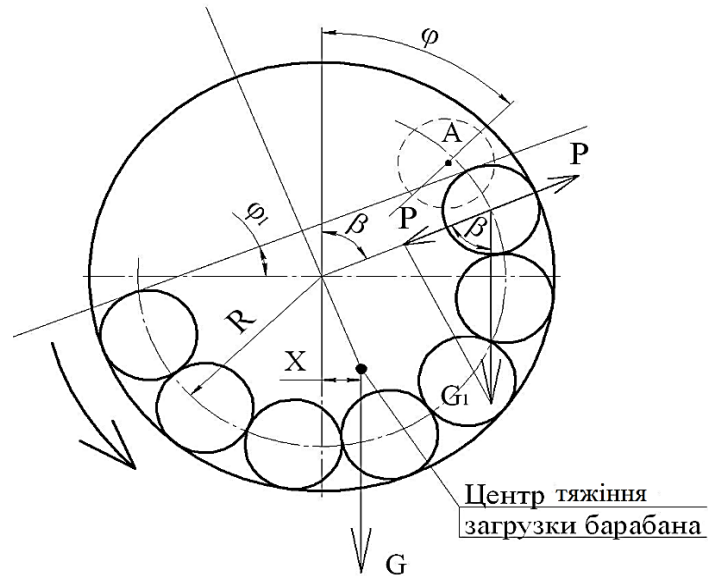


Рисунок 21.2 – Схема до розрахунку параметрів барабана

Кут β° , який визначає точку відриву відливка від внутрішньої стінки барабану при обертанні:

$$\beta = \arccos \frac{P}{G_1} \quad (21.4)$$

Кут тертя ρ° :

$$\rho = \arccos K, \quad (21.5)$$

де K - коефіцієнт тертя відлиwkів об стінку барабана ($K \approx 0,3$) [41].

Кут радіуса, який проходить через точку відриву A , з вертикальною віссю:

$$\phi = \beta - \rho \quad (21.6)$$

Висота підйому відливка перед падінням, м:

$$H = R + R \cos \phi \quad (21.7)$$

Початкова швидкість відливка в осьовому напрямку, м/с:

$$v_0 = v \sin \alpha, \quad (21.8)$$

де α - кут нахилу барабана ($\alpha = 2 \dots 5^\circ$)

Повздовжнє переміщення відливка за один оберт барабану, м:

$$S_1 = n_1 \left(H \operatorname{tg} \alpha + \frac{1}{n_1} \sqrt{\frac{2v_0^2 H}{g}} \right), \quad (21.9)$$

де n_1 - число підйомів і падінь відливка за один оберт барабана $n_1 = 1,4 \dots 1,8$

Визначення часу знаходження відливка в барабані, год:

$$T = \frac{L}{60S_1 n} \quad (21.10)$$

Продуктивність (пропускної здатності) барабану, т/год:

$$q = \frac{LM_1}{tL_1}, \quad (21.11)$$

де t - час циклу обробки, год.

L_1 – максимальний розмір відливка, м;

M_1 - середня маса завантаження, т:

$$M_1 = \frac{G_1}{g} \quad (21.12)$$

Обертовий момент, який створюється завантаженням, відносно осі обертання, кН·м:

$$M_{\text{обер}} = \chi Q, \quad (21.13)$$

де χ - зміщення центра тяжіння завантаження барабана при його обертанні, м.

Q - маса одного завантаження барабану, кН:

$$Q = \frac{G_1 L}{L_1} \quad (21.14)$$

$$\chi = 0,424(1 - K) D \sin \varphi_1 \quad (21.15)$$

де K - коефіцієнт завантаження ($K = 0,7 - 0,8$) [20];

$\varphi_1 \approx 40^\circ$ - кут розміщення вільної поверхні завантаження відносно горизонтальної площини [36].

Кутова швидкість обертання барабану, рад/с:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (21.16)$$

Потужність електродвигуна привода барабану, кВт:

$$N = \frac{M_{\text{обер}} \omega}{\eta}, \quad (21.17)$$

де $\eta = 0,6 \dots 0,8$ - ККД привода двигуна [18].

Контрольні запитання

1. Які переваги і недоліки має очисний галтувальний барабан безперервної дії?
2. Як визначається кутова швидкість галтувального барабана безперервної дії?
3. З яких основних конструктивних елементів складається галтувальний барабан безперервної дії?
4. Як визначається потужність електродвигуна галтувального барабана безперервної дії?
5. Вкажіть способи покращення очистки відливків в галтувальних барабанах безперервної дії?

ПРАКТИЧНА РОБОТА № 22 РОЗРАХУНОК ДРОБОМЕТНОГО АПАРАТУ

Мета роботи – визначити основні конструктивні параметри дробометного колеса, траєкторію польоту і місця зустрічі дробинки з лопаткою робочого колеса, потужності електродвигуна приводу.

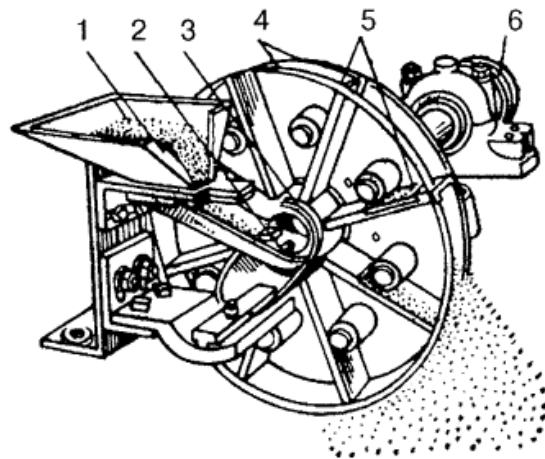
Теоретичні відомості

Обробка дробом - це метод, який застосовується для очищення, поверхневого зміцнення і фінішної обробки металевих виробів. Даний метод застосовується практично у всіх галузях промисловості, які використовують метал, у тому числі аерокосмічної, автомобільної, будівельної, ливарному виробництві, суднобудуванні, залізничній промисловості і багатьох інших. Існують дві технології: дробометна (різновид – дробострумінна) і піскострумінна [43].

Дробометна технологія заснована на перетворенні електричної енергії двигуна в кінетичну енергію абразиву. Абразивний матеріал подається за допомогою дробометного апарату на оброблювану поверхню купчастим потоком. Швидкість подачі абразиву коливається від 60 до 1200 кг/хв. Висока інтенсивність і продуктивність технології дозволяє виконувати обробку: металопрокату, зварених конструкцій, відливків, штампувань, кованих і інших виробів від іржі, окалини, заусенців, піску і т.п.

Дробометні апарати в порівнянні з піскострумінними, характеризуються більш високою продуктивністю при меншій витраті енергії. Вони створюють меншу запиленість і дозволяють механізувати і автоматизувати процеси очищення. Основним недоліком їх є неможливість обробки тонкостінних виробів і виробів складної конфігурації [68].

Основним робочим механізмом дробометної установки є дробометний апарат (рис. 22.1).



1 - завантажувальна воронка; 2 - імпелер; 3 - ротор; 4 - диски ротора; 5 - лопатки ротора; 6 - електродвигун

Рисунок 22.1 – Загальний вид та схема конструкції дробометного апарату

У дробометному апараті дріб з бункера попадає в імпелер, лопатки якого, обертаючись навколо осі, пересувають дріб до вікна, через яке вона попадає на лопатки ротора і звідти з великою швидкістю на виріб, який очищається. На відміну від дробострумінних апаратів у дробометних апаратах дріб викидається з великою швидкістю (від 70 до 80 м/с), у результаті чого вона не тільки сколює, але й частково здійснює абразивний вплив на поверхневий шар металу, який очищається [18].

Основним вузлом дробометного апарату є ротор, який має вісім або рідше чотири лопатки. Ротор закріплюється між двома кришками і одержує обертання від електродвигуна.

Дріб завантажується в прийомну лійку, звідки через розподільну камеру вона подається на лопатки ротора. По способу подачі дробу на лопатки апарата підрозділяються на імпелерні, гравітаційні і всмоктувальні.

У якості абразиву в дробометній установці використовується в основному круглий сталевий литий зміцнений дріб, який має велику зносостійкість або сталевий колотий дріб розміром фракції від 0,8 до 1,2 мм. Кількість циклів його використання до перетворення в пил може доходити 2000 [36].

У дробометній установці може застосовуватися також дротова січка, а в деяких випадках суміш, яка складається з колотого дробу і дротової січки. Оптимальні параметри дробу (матеріал, форма, фракція) визначаються в процесі експлуатації і багато в чому залежать від властивостей оброблюваного виробу, вихідного стану поверхні і необхідної якості чистоти поверхні після обробки.

Залежно від номенклатури, маси, габаритних характеристик, необхідної продуктивності очищення, конструкції дробометної камери і способу подачі виробів, які очищаються, дробометні установки розділяються на:

- дробометні установки прохідного типу;
- дробометні установки тупикового типу.

Незважаючи на відмінність конструкцій, і габаритів дробометних установок, вони мають загальне обладнання і складаються з наступних основних елементів:

- дробометної камери, усередині якої відбувається процес очищення виробів, а по периметру, із зовнішньої сторони корпусу встановлені дробометні турбіни;
- системи збору, транспортування і рекуперації дробу, яка забезпечує безперервний збір відпрацьованого дробу, очищення його від пилу і подачу для повторного використання;
- системи фільтрації і вентиляції, яка забезпечує працездатність системи рекуперації дробу, пиловидалення із дробометної камери, очищення поверхні від залишків дробу і пилу при виході з робочої камери;
- системи транспортування, яка забезпечує подачу виробів, які очищаються, усередину і назовні дробометної камери, а також переміщення їх усередині дробометної камери;

- системи керування, яка забезпечує програмування і контроль режимів очищення, стану вузлів і механізмів.

Дробометна камера дробометної установки представляє з себе металевий каркас, обшитий зсередини зносостійкими металевими листами. Вхід і вихід дробометної камери може виконуватися у вигляді відкриваючихся дверей, кришки або обладнається рухомими заслінками з листової гуми для запобігання викиду назовні дробу і пилу, який утворюється в процесі очищення [19].

На стінках дробометної камери із зовнішньої сторони встановлюється один або декілька дробометних апаратів, які розташовуються під різними кутами щодо очищуваного виробу, для забезпечення найкращої якості дробометної обробки. В середині дробометної камери дробометної установки розташовується механізм системи транспортування для переміщення або повороту виробів у процесі дробометної очистки. На виході із дробометної камери можуть розміщатися щітки і пристрої обдуву для очищення виробів від залишків пилу.

Збір дробу в дробометній установці здійснюється в дробометній камері, звідки відпрацьована суміш, пройшовши через сітчасту підлогу, попадає в шнек, який подає її до ковшового конвеєра (елеватору). Ковшовий елеватор подає дріб у блок сепарації, пиловидалення і нагромадження (рекуперації). Дріб, змішаний з домішками подається на обертове сито, у якому відбувається відділення великих часток відходів від абразивного матеріалу, а потім попадає в бункер магнітного сепаратора, де відділяється пил, шматочки бруду і немагнітні матеріали. Спеціальний барабан просіває дріб, а потім дріб очищається повітряною завісою. Нагромадження очищеного дробу відбувається в бункері-накопичувачі, який забезпечує рівномірну подачу дробу до дробометних апаратів для її повторного використання.

В конструкціях дробометних установок частіше за все для подачі (вивантаження) очищуємих виробів застосовують:

- рольганги;
- підвіс (монорейка);
- стрічковий металевий транспортер;
- ковшовий бункер;
- обертовий стіл;
- рейковий візок.

Система керування дробометною установкою виконується на базі програмувального блоку, який дозволяє заздалегідь програмувати необхідні режими дробометної обробки, включаючи вибір оптимальної швидкості обертання дробометних апаратів, швидкості подачі або часу знаходження виробів у дробометній камері і т.п. Система керування дробометної установки конструктивно виконується у вигляді окремої шафи, усередині якої розміщені програмувальний блок, контролери, комутуючі і перемикаючі елементи, термостат, електропроводка і т.п.

Завдання для розрахунку

Параметри галтувального барабану безперервної дії - продуктивність апарату по дробу Q ; швидкість викиду дробу із апарату v ; конструктивний діаметр дробометного колеса D ; коефіцієнт тертя дробинки по лопатці f ; насипна густина дробу γ ; базова швидкість обертання ротора (колеса) n_0 , середній діаметр дробинки d наведені в табл. 22.1.

Таблиця 22.1

Вихідні дані до розрахунку дробометного апарату

Варіант	Q , кг/хв	v , м/с	D , м	f	γ , кг/м ³	n_0 , хв ⁻¹	d , м
1	100	40	0,45	0,12...0,16		2250	0,0008
2	120	42	0,46				
3	140	50	0,47				
4	160	54	0,48				

5	180	60	0,49	0,25...0,30	2500	2450	0,0025
6	200	62	0,50				
7	220	64	0,51				
8	240	66	0,52				
9	260	68	0,53				
10	280	70	0,54				

Порядок виконання роботи

Розрахункова швидкість обертання ротора і робочого колеса, хв⁻¹:

$$n_p = \frac{30v}{\pi R \sqrt{2(1-f+f^2)}}, \quad (22.1)$$

де $R = \frac{D}{2}$ - конструктивний радіус дробометного колеса, м;

Діаметр отвору для дробу в днищі бункера, м:

$$D = 0,168 \left(\frac{Q}{\gamma} \right)^{0,4} \quad (22.2)$$

Діаметр прохідного перетину живильного патрубку, м:

$$d_n = 10^{-2} \sqrt{\frac{0,08Qn_0}{n_p} + 17} \quad (22.3)$$

Внутрішній радіус імпелера (рис. 22.2), м:

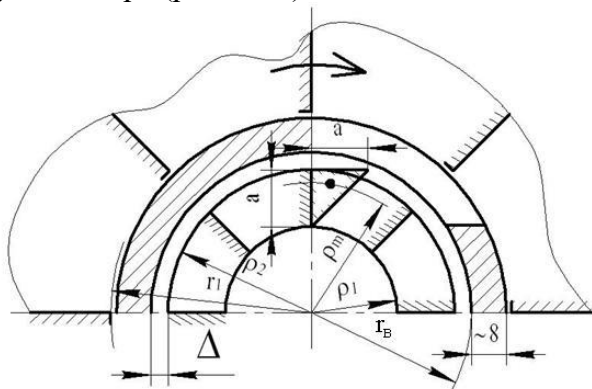


Рисунок 22.2 – Схема до розрахунку розмірів пакета дробу

$$\rho_1 = \frac{d_n}{2} \quad (22.3)$$

Зовнішній радіус імпелера, м:

$$\rho_2 = \rho_1 + \delta_l, \quad (22.4)$$

де δ_l - висота лопатки імпелера, м; $\delta_l \approx 0,015$ м.

Внутрішній радіус розподільної втулки, м:

$$r_b = \rho_2 + \Delta, \quad (22.5)$$

де Δ - радіальний зазор між імпелером і втулкою, м:

$$\Delta \approx (3,0 \dots 4,0)d \quad (22.6)$$

Приймаємо ширину вікна розподільної втулки імпелера, рівною ширині лопатки імпелера $b = 0,05 \dots 0,06$ м [20].

Усереднені розміри пакетів дробу, який викидається лопатками імпелера, м:

$$a = \sqrt{\frac{2Q}{b i n_p \gamma}}, \quad (22.7)$$

де b - ширина лопатки імпелера, м;

$i = 8$ - кількість лопаток імпелера.

Радіус центра ваги пакета дробу, м:

$$\rho_m = \rho_2 - \frac{a}{3} \quad (22.8)$$

Окружна складова швидкості сходу дробинки з лопатки імпелера, м/с (рис. 22.3):

$$U_0 = \frac{\pi n_p \rho_2}{30} \quad (22.9)$$

Радіальна складова швидкості сходу дробинки з лопатки імпелера, м/с:

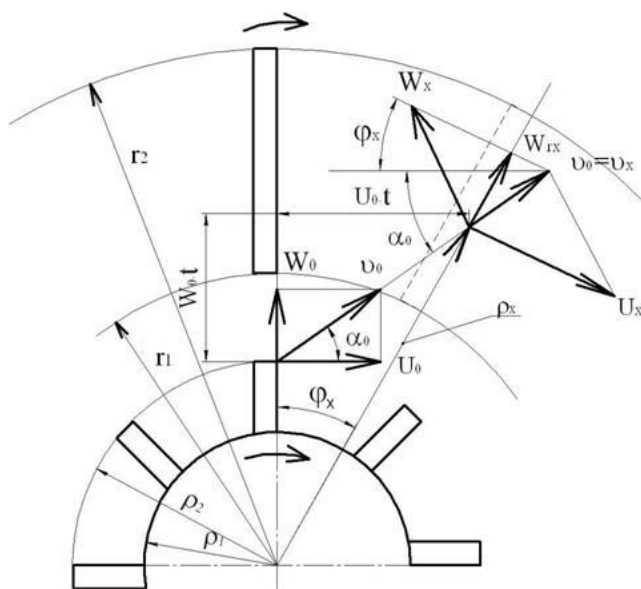


Рисунок 22.3 – Схема до розрахунків радіуса окружності, на якому дробинка зустрічається з лопаткою робочого колеса і до розрахунків W_{rx}

$$W_0 = \frac{\pi n_p}{30} \sqrt{\rho_2^2 - \rho_m^2} \quad (22.10)$$

Абсолютна швидкість виходу дробинки з лопатки імпелера, м/с:

$$v_0 = \sqrt{W_0^2 - U_0^2} \quad (22.11)$$

Окружна складова швидкості виходу дробу з лопатки робочого колеса, м/с:

$$U = \omega R, \quad (22.12)$$

де $\omega = \frac{\pi n_p}{30}$ - кутова швидкість, рад/с;

Потужність електродвигуна приводу дробометного апарату, кВт:

$$N_p = \left[\frac{1,3Q(r_2^2 - r_1^2)}{60} + 0,1 \right] \omega^2 10^{-3} \quad (22.13)$$

Контрольні запитання

1. Опишіть конструкцію дробометного апарату?
2. Яку роль відіграє імпелер при роботі дробометного колеса?
3. Як розрахувати час руху дробинки по лопатці дробометного колеса?
4. Як захистити корпуси дробометних барабанів та камер від зношування?
5. Які недоліки має система регенерації дробу в існуючих дробометних машинах?

Література

1. Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з курсу “Обладнання ливарного виробництва ”: для студ.-ливарників спец. 131 “Прикладна механіка”, 133 “Галузеве машинобудування”. Частина 1. «Розміщення, розвантажування та підготовка матеріалів в ливарному цеху» / [уклад.: О. В. Скрипник, С. В. Конончук]; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. матеріалознавство та ливар. виробництво. – Кропивницький: ЦНТУ, 2020. – 68 с. URI <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/10101>.
2. Проектування ливарних цехів. Ч.1: підручник / Г. Є. Федоров, М. М. Ямшинський, В. Г. Могилатенко та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 588 с.
3. Вовк Ю.Я., Вовк І.П. Основи теорії транспортних процесів і систем. Навчальний посібник (курс лекцій). – Тернопіль: Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, 2021. – 104 с.
4. Транспортні системи гірничих підприємств (шахти та збагачувальні фабрики): навч. посіб. / З. Р. Маланчук, В. Я. Корнієнко, М. М. Марчук та ін. [Електронне видання]. – Рівне : НУВГП, 2020. – 157 с.
5. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків: навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків : НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
6. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: Підручник для студ. вищ. техн. навч. закл. / І.І. Назаренко, О.В. Туманська. – К.: Вища шк., 2004. – 590 с.
7. Саленко Ю.С. Обладнання для подрібнення матеріалів: дробарки та млини: Навч. посібник. – Кременчук: КДПУ, 2008. – 100 с.
8. Хмара Л. А. Дробильно-сортувальні заводи і устаткування: навч. посіб. /Л. А. Хмара, О.С. Шипілов, О. Г. Онищенко. – Д. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – 209 с.
9. Назаренко І.І., Туманська О.В. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: конструкції та основи експлуатації: Підручник. – К.: Вища шк., 2004. – 185 с.
10. Лівінський О.М., Єсипенко А.Д., Курок О.І., Пелевін Л.Є., Смірнов В.М., Водянюк В.О. Будівельна техніка. Підручник. – К.: Київський національний університет будівництва і архітектури, Українська академія наук, «МП Леся», 2013. – 614 с.
11. Анурев, В.І. Посібник конструктора-машинобудівника у 3 томах. – М.: Машинобудування, 1978. – 1846 с.
12. Техніка та технологія збагачення корисних копалин. Частина III. Заключні процеси. – Кривий Ріг: Криворізький національний університет. 2019. – 230 с.
13. Лівінський О.М., Пшінько О.М., Савицький М.В., Курок О.І., Єсипенко А.Д., Бабиченко В.Я., Коваленко В.М., Пелевін Л.Є., Смірнов В.М., Воляннюк В.О. Будівельні машини та обладнання. Підручник. – К.: Українська академія наук; «МП Леся», 2015. – 612 с.
14. Хмара Л. А. Дробильно-сортувальні заводи і устаткування: навч. посібник для студ. ВНЗ / Л. А. Хмара, О. С. Шипілов, О. Г. Онищенко. – Полтава: ПолтНТУ, 2009. – 209 с.
15. Методи мінералогічних досліджень Текст лекцій / С. Бекеша, Є. Сливко, Н. Білик. – Львів: ЛНУ імені Івана Франка, 2013. – 192 с.
16. Білецький В.С., Смирнов В.О. Технологія збагачення корисних копалин (видання друге). – Донецьк: Східний видавничий дім, 2009. – 272 с.
17. Білецький В.С., Олійник Т.А., Скляр Л.В., Смирнов В.О. Основи техніки та технології збагачення корисних копалин. – К.: Ліра-К, 2020. – 634 с.
18. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник для студентів машинобудівних спеціальностей усіх форм навчання / А. В. Гайдамака. – Харків: НТУ «ХПІ», 2020. – 275 с.
19. Сумцов В.П. Устаткування ливарних цехів: [навч. посібник]. – К.: ІСДО, 1993. – 552 с.

20. Могилатенко В. Г. Теоретичні основи ливарного виробництва: навч. посіб. для студ. спец. "Обладнання ливарного виробництва" і "Ливарне виробництво чорних та кольорових металів" / В. Г. Могилатенко [та ін.]; Нац. техн. ун-т "Харк. політехн. ін-т". – Х.: НТУ "ХПІ", 2011. – 287 с.
21. Ткаченко С. Й., Співак О. Ю. Сушильні процеси та установки. Навчальний посібник. – Вінниця: ВНТУ, 2007. – 76 с.
22. Сабірзянов Т.Г. Печі ливарних цехів: Навчальний посібник для студентів ливарників вищих навчальних закладів III–IV рівнів акредитації. – Кіровоград: КНТУ, 2007. – 280с.
23. Смирнов В.О., Білецький В.С. Проектування збагачувальних фабрик (видання друге). – Донецьк, Східний видавничий дім, 2008. – 269 с.
24. Проектування ливарних цехів. Ч 2: підручник / Г.Є. Федоров, М.М. Ямшинський, В.Г. Могилатенко та ін. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 380 с.
25. Igor S. Grigoriev, Evgenii Z. Meilikhov, Alexandre A. Radzig Handbook of Physical Quantities. – New York, London, Tokyo: CRC Press, 1997. – 1548 p.
26. Формувальні матеріали: підручник для студ. Спеціальності 136 «Металургія», освітньої програми «Комп'ютеризовані процеси лиття» / Р. В. Лютий, І. М. Гурія. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2020. – 258 с.
27. Процеси та апарати хімічних виробництв: курс лекцій / О. О. Онищук, О. К. Жолт – Луцьк: Вежа-Друк, 2020. – 155 с.
28. Процеси та апарати хімічних технологій. Ч.ІІ. Гідромеханічні процеси. Перемішування: Навч. посібник / Я.М. Ханік, А.І. Дубінін, О.В. Станіславчук, Л.З. Білецька. – Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2006. – 180 с.
29. Туманский Б.Ф. Проектування ливарних цехів. – К.: УМК ВО, 1992. – 192с.
30. Лисенко Т.В., Пономаренко О.І. Теоретичні основи формування виливків: навч. посібн. з грифом МОНУХ. – Харків: НТУ "ХПІ", 2014. – 192 с.
31. Пономаренко О. І. Автоматизоване проектування формувальних та стрижневих машин: навч. посібн. – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – 256 с.
32. Могилатенко В. Г., Пономаренко О.І., Дроб'язко В.М. Теоретичні основи ливарного виробництва. – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – 287 с.
33. Гунько І. І. До розрахунку працездатності імпульсних формувальних машин і ліній: методичний посібник. – Краматорськ: ДДМА, 2003. – 80 с.
34. Проектування та виробництво заготовок деталей машин. Литі заготовки: навчальний посібник. / [Дусанюк Ж. П., Шиліна О. П., Репінський С. В. та ін.] – Вінниця: ВНТУ, 2009. – 199 с.
35. Гресс О.В., Стороженко С.А. Конспект лекцій з дисципліни «Теоретичні основи формоутворення» для студентів денної та заочної форм навчання. Напрямок 6.050402 «Ливарне виробництво». / Укладачі: Гресс О.В., Стороженко С.А. – Дніпродзержинськ: ДДТУ, 2012. – 101 с.
36. Основи технології ливарного виробництва. Ручне та машинне виготовлення форм і стрижнів: навчальний посібник / Г. Б. Некрасов, И. Б. Одарченко. – Мінськ: Вища школа, 2015. – 223 с.
37. Стоцько З. А. Технологічні машини. Розрахунок і конструювання: навч. посібник. – Львів : Бескид Біт, 2014. – 466 с.
38. Пономаренко О.І. Оптимізація технологічних рішень для цехів ливарного виробництва: монографія. - Харків: НТУ «ХПІ», 2007. – 320 с.
39. Іскович-Лотоцький, Р. Д. Процеси та машини вібраційних і віброударних технологій: монографія. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2011 – 168 с.
40. Термодинамічні властивості речовин: методичні вказівки для самостійної роботи для студентів спеціальності 161«Хімічна технологія та інженерія» / Укл.: Сергєєв В. В., Герасимчук С. І., Собечко І. Б., Дібрівний В. М., Мельник Г. В. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2018. – 69 с.

41. Біліков О. А. Приводи ливарних машин / О. А. Біліков, Л. П. Каширцев. – М.: Машинобудування, 1971. – 205 с.
42. Конспект лекцій з дисципліни «Устаткування та проектування ливарних цехів». Розділ 1 «Устаткування загального призначення» для студентів напряму 6.050402 - Ливарне виробництво / Уклад. С.А. Стороженко. – Кам'янське: ДДТУ, 2017. – 48 с.
43. Балакін І.Я., Зінін Ю.П. Технологія очищення виливків. – Л.: Машинобудування, 1986. – 184 с.

СКРИПНИК Олександр Вікторович
КОНОНЧУК Сергій Васильович

ПРАКТИКУМ
з курсів

"Формувальне, стержневе, сумішоприготувальне ливарне обладнання"
"Обладнання фінішних операцій в ливарних цехах"

Під загальною редакцією доцента Скрипника О. В.