

## ЕЛЕКТРОПРИВОД ГІРНИЧО-МЕТАЛУРГІЙНИХ ВИРОБНИЦТВ

### 1 Умови експлуатації установок шахт і рудників

Відомо, що основна частина гірничих робіт – це руйнування руд корисних копалин, які супроводжуються інтенсивним забрудненням навколишнього середовища механічним пилом і виділенням шкідливих газів з розкритих вугільних прошарків. Як наслідок існує висока вірогідність виникнення вибухів і пожеж при наявності відкритих джерел вогню. Тому виконання робіт у таких умовах повинно бути забезпечене рудничним електроустаткуванням у вибухонебезпечному виконанні (**РВ**). У виробках із свіжим струменем повітря допустимо застосування рудничного електроустаткування у виконанні підвищеної надійності (**РП**). Біля ствольних виробок шахт на свіжому струмені повітряної вентиляції допускається застосування рудничного електроустаткування в нормальному виконанні (**РН**), а іноді навіть у нерудничному виконанні.

Робота у підземних виробках як правило супроводжується наявністю ґрунтових вод, а в деяких виробках постійною течією із кривлі. Звідки виникає вимога до гірничого електроустаткування щодо захищеності від проникнення вологи і пилу.

Більшість підземних гірничих виробок характеризуються обмеженістю виробничого простору. Таким чином, варто брати до уваги необхідність компактності конструктивного виконання електрообладнання і його малу вагу.

Очисні і прохідницькі роботи супроводжуються періодичним переміщенням устаткування, що вимагає регулярного відключення мережі живлення від приводів. Для цієї мети в конструкції електроприводів повинні бути передбачені спеціальні роз'єми для оперативного відключення/підключення.

Технологія видобутку корисних копалин на шахтах і рудниках здебільшого супроводжується буро-вибуховими роботами. При їх проведенні виникає розліт шматків породи з досить великою кінетичною енергією. Для захисту устаткування від можливих механічних ушкоджень такого типу його варто забезпечувати посиленими корпусами.

### 7.1. Основні види електрообладнання та їх використання

Відомо, що шахти і рудники є високоефективними промисловими підприємствами. Як наслідок, на них використовуються в основному механізми з електричним приводом. Для роботи механізмів можуть використовуватися двигуни як постійного, так і змінного струму, зокрема:

- асинхронні двигуни із к.з. та фазним ротором або синхронні машини;
- двигуни постійного струму з незалежним, послідовним та змішаним збудженням.

Досить широке розповсюдження отримали АД з к.з. ротором як найбільш прості дешеві та зручні в експлуатації машини (промислове застосування: очисні і прохідницькі комбайни; струги; конвеєри; насоси і вентилятори). Для механізмів з важкими умовами пуску, які не потребують регулювання швидкості обертання, частіше застосовують АД з к.з. ротором і глибокими пазами або з обмоткою ротора у вигляді подвійної білячої клітки (застосування: конвеєри, лебідки).

За необхідності регулювання швидкості (застосування: механізми шахтних підйомних установок (ШПУ), лебідки) частіше використовують АД з фазним ротором.

Нарівні з асинхронними в гірничій промисловості використовуються і **синхронні приводи**. Це в основному установки без необхідності регулювання частоти обертання і нечастих пусках (застосування: вентилятори головного провітрювання, насоси, компресори, мережні приводи електромеханічних перетворювальних пристроїв ШПУ). Це саме ті установки, які дають найбільший економічний ефект. До переваг синхронних приводів варто віднести:

- можливість працювати у режимі компенсатора реактивної потужності;
- наявність високого ККД;
- висока надійність через наявність великого повітряного зазору між якорем і індуктором;
- тихходність, яка дозволяє створювати безредукторні приводи.

Довгий час для приводів з регулюванням координат застосовували приводи постійного струму через найбільш простий метод керування. Сьогодні їхнє місце практично цілком займають АД з к.з. ротором з частотним керуванням.

Аналізуючи приводи, що використовуються у промисловості, можна стверджувати, що їхня потужність і швидкість обертання вихідного валу може змінюватись в широких межах ( $P=2\dots 5000$  кВт,  $n=25\dots 3000$  об/хв).

### ***Комбайнові електродвигуни***

Для них застосовують спеціальні рудничні асинхронні двигуни серії **ЭДК, ЭВК, ЭДКО ЭДКОР, АДВК, АДВР, АДВРП, АДВР-М та ЭКВД4**. Вони зазвичай мають нестандартні форми корпусу обумовлені тим, що їх використовують як елемент конструкції механізму підвищеної жорсткості. Це частіше всього квадратна форма корпусу в якому застосовують повітряне, водяне або комбіноване охолодження. Діапазон зміни потужності становить 30...315 кВт і максимальної швидкості обертання 1500 об/хв. Напруга живлення 380/660 В або 660/1140 В. Двигуни мають велику перевантажувальну здатність  $M_{\max}/M_{\text{ном}}=3\dots 3,5$  та кратність пускового струму 5...6. Охолодження забезпечено давачем контролю температури обмоток.

Перспективи розвитку двигунів – збільшення індивідуальної потужності при використанні нових матеріалів та модернізації системи охолодження.

### ***Конвеєрні електродвигуни***

Для скребкових конвеєрів використовують спеціальні двигуни серії **ЭДКОФ** потужністю 37...110 кВт та частотою обертання 1500 об/хв. Випуск здійснюється десяти різних модифікацій розрахованих на тривалий режим роботи. Двигуни

характеризуються високою перевантажувальною здатністю в межах  $2,5 \dots 3 M_{\text{ном}}$  та кратністю пускового струму  $6 \dots 6,5 I_{\text{ном}}$ . Корпус циліндричний зварний із ребрами охолодження. Також можуть застосовувати серії приводів ВРТ180 потужністю 30 кВт.

### ***Електродвигуни вибухонебезпечної серії ВР і ВАО***

Серія двигунів ВР застосовується в навантажувальних машинах, маневрових лебідках, вентиляторах місцевого провітрювання в умовах вибухонебезпеки. Механічні характеристики м'які при одночасно високому пусковому моменті до  $2,3 M_{\text{ном}}$ . Висока перевантажувальна здатність забезпечена **високим питомим опором стрижнів ротора**. Обмотки статора мають високотемпературну ізоляцію Н-класу (промаслені). Охолодження повітряне зовнішнє.

### ***Електродвигуни загальнопромислового виконання***

Двигуни змінного струму серії **АК, АКН, АКЗ** (Н - незахищені, З - захищені) застосовують для приводів ШПУ. **Потужність 200...1250 кВт, швидкість обертання 250...600 об/хв**. Охолодження повітряне зовнішнє. Напруга живлення 3/6 кВ.

*Для ШПУ застосовують двигуни постійного струму (ДПС) серії П2Ш, ПБК 21, 23, 26 габаритів.* Двигуни тихохідні (24...40 об/хв максимальної потужності до 4000 кВт).

***Швидкохідні генераторні збудники. Серії П, ГП, МП*** ( $n=375 \dots 1000$  об/хв).

***Привідні синхронні двигуни генераторів серії СДН, СДНЗ*** із прямим пуском. Потужність 75...2000 кВт. Швидкість обертання 750...1500 об/хв.

***Загальнопромислові серії асинхронних електродвигунів серії 4А*** з к.з. ротором і **АК, 4АКЗ** з фазним ротором. Діапазон потужностей 0.12...400 кВт.

## 2 Вентиляційні і компресорні установки

*Загальні відомості.* Мета провітрювання гірничих виробок полягає у забезпеченні шахтної та рудничної атмосфери необхідною кількістю кисню, а також зменшення вмісту шкідливих газів і речовин до припустимої концентрації. Цей процес здійснюється за допомогою спеціальних вентиляторів, призначених для гірничої промисловості.

За призначенням вентиляторні установки розподіляються на головні, допоміжні та місцевого провітрювання.

*Вентиляторні установки головного провітрювання* забезпечують вентиляцію усіх виробок гірничого підприємства (шахт, рудників, кар'єрів), або його частини (крила, блоку, панелі і т.і.). У відповідності із правилами техніки безпеки (ПБ) на шахтах і підземних рудниках ці установки розташовують на поверхні біля гирла герметичних закритих стволів, шурфів, штолень та свердловин.

*Допоміжні вентиляторні установки* провітрюють стволи і капітальні виробки при їх проходці, а також окремі ланки гірничого підприємства. Зазвичай вони розташовуються, як і головні, на поверхні.

*Вентиляторні установки місцевого провітрювання* використовуються для вентиляції тупикових виробок, забоїв та окремих застійних зон.

За способом провітрювання головні вентиляторні установки розподіляються на витяжні та припливні. Витяжний спосіб провітрювання застосовують, як правило, на шахтах небезпечних, а припливний – в безпечних по газу. Іноді застосовують припливно-витяжні способи провітрювання. У цьому випадку два вентилятори працюють послідовно – один на приток, а другий на витяг.

У складі головних та допоміжних вентиляторних установок використовують як осьові, так і відцентрові вентилятори. Вентилятори місцевого провітрювання зазвичай є осьовими.

### **Конструкції вентиляторів**

Лопатеві вентилятори за характером руху повітря в системі та формою робочого колеса розподіляються на осьові та радіальні. Останні більш відомі як відцентрові.

*Осьові вентилятори* (рис. 7.49) складаються із робочого колеса (РК) 1, закріплених на втулці профільних (у формі крила літака) лопатей 2; циліндричного корпусу або, як його часто називають, кожуха 3. За робочим колесом розташовується спрямовуючий апарат (СА) з нерухомими лопатями 4.

Обертове робоче колесо за допомогою лопатей передає енергію привода повітрю, що переміщується. Лопаті робочих коліс виготовляються зі сталі або пластмаси (для вентиляторів малих розмірів).

Лопаті робочого колеса можуть мати несиметричні або симетричні профілі. Осьові вентилятори з лопатями робочих коліс симетричного типу є реверсивними, оскільки їх продуктивність залишається постійною при зміні напрямку обертання

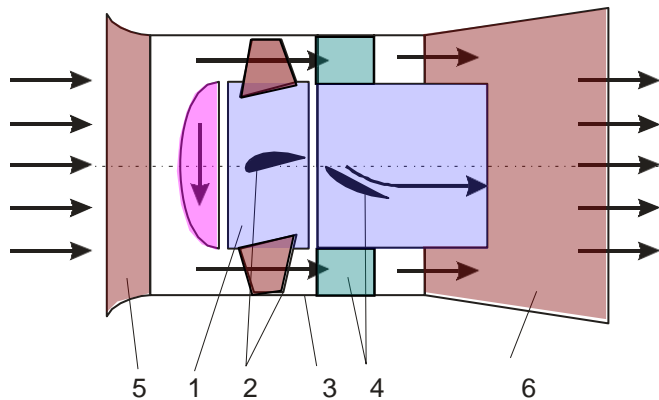


Рис. 7.49. Схема осевого вентилятора

- 1 – робоче колесо;
- 2 – лопаті робочого колеса;
- 3 – кожух;
- 4 – спрямовуючий апарат;
- 5 – колектор;
- 6 – дифузор

робочого колеса. Вентилятори з робочими лопатями несиметричного типу такими якостями не володіють, а їх продуктивність при зміні напрямку обертання робочого колеса різко знижується. Але ці вентилятори мають хороші аеродинамічні характеристики і підвищений коефіцієнт корисної дії. Спрямовуючий апарат забезпечує плавний перехід повітря від лопатей робочого колеса на вихід дифузора 6 і частково перетворює динамічний рухомий потік повітря у сталий тиск.

До конструкції шахтних вентиляторів входять два обтічника, призначення яких полягає у зниженні аеродинамічних витрат, зв'язаних з різкою зміною швидкості руху повітря. Передній обтічник встановлюється у вхідному колекторі, перед робочим колесом або спрямовуючим апаратом, задній – після спрямовуючого апарату, перед дифузором або входом у вентиляційну мережу.

У осевих вентиляторах напрям руху повітряного потоку співпадає з віссю обертання робочого колеса. Повітря втягується у колектор 5, проходить між лопатями обертального робочого колеса, а далі поступає у спрямовуючий апарат, звідти у дифузор 6 і викидається у атмосферу (при роботі вентилятора на витяг).

Осьові вентилятори можуть бути одноступеневі (із одним робочим колесом) і двоступеневі. У останньому випадку в кожусі вентилятора знаходяться дві ступені, працюючі послідовно, і які мають кожна своє робоче колесо.

Між робочими колесами знаходиться проміжний направляючий апарат (НА). Конструктивно направляючий апарат складається із нерухомих профільних лопатей або профільних лопатей з регульованим кутом установки. Призначення направляючого апарату – подача повітря до робочого колеса у відповідно, більш ефективному напрямку, та перетворення значної частини кінетичної енергії потоку (динамічного тиску) у потенційну (статичний тиск). Спрямовуючий апарат встановлюють за другим робочим колесом по ходу повітряного потоку. Обидві ступені можуть знаходитися на одному валу або на окремих валах (вентилятор ВВД-16). Наявність двох ступенів дозволяє вентилятору розвивати більш високий тиск.

*Відцентрові вентилятори.* Основу вентилятора (рис. 7.50) складає робоче колесо 1, між переднім і заднім дисками яких закріплені профільні крилоподібні лопаті так, що їх вхідна кромка розташовується на колі меншого радіуса, а вихідна, тобто хвостова, - на більшому. Робоче колесо може бути з лопатями, загнутими

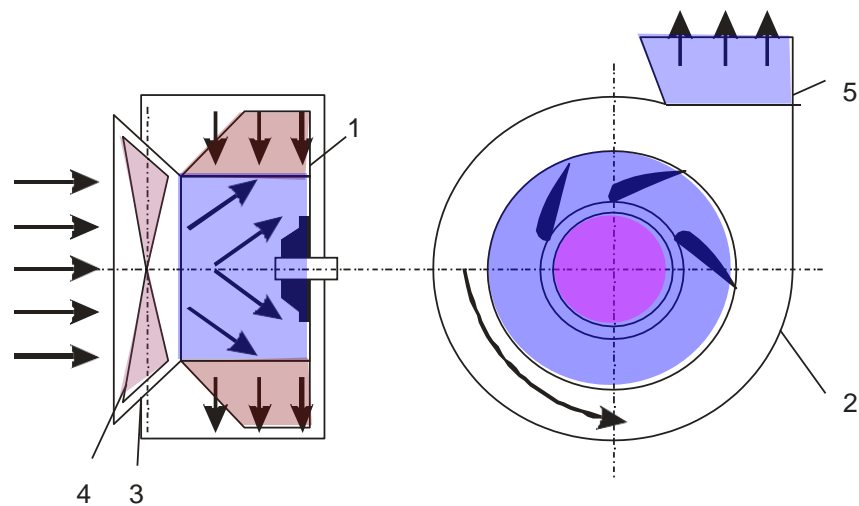


Рис. 7.50. Схема відцентрового вентилятора

- 1 – робоче колесо;
- 2 – спіральний кожух;
- 3 – вхідний колектор;
- 4 – лопаті направляючого апарату;
- 5 – дифузор

вперед по ходу колеса, радіальними і загнутими назад. Його призначення – передача енергії привода вентилятора переміщуваному повітрю. Робоче колесо обертається у спіральному кожусі 2, який виготовлений із листової сталі. Равликоподібний кожух призначений для подачі повітря у відповідному напрямку і часткового перетворення динамічного потоку в сталий тиск. Повітря, втягнене у вентилятор через вхідний колектор 3, пропускається крізь встановлені необертові лопаті 4 направляючого апарату, розворот відносно своєї осі яких може індивідуально регулюватись. Направляючий апарат слугує для подачі повітря до робочого колеса із відповідною швидкістю та під відповідним кутом, що дозволяє регулювати робочі режими вентилятора.

В систему вентиляції повітря входить паралельно осі валу робочого колеса. Потім під дією тяги, що розвивається відцентровими силами, потік розвертається на  $90^\circ$  та проходить між лопатями у периферійну частину кожуха і викидається через дифузор 5 в атмосферу (при витяжному режимі роботи вентилятора). Дифузор при цьому є додатковим перетворювачем динамічного потоку на виході із кожуха в сталий тиск.

Відцентрові вентилятори можуть виконуватись з однобічним або двобічним помпуванням. В останньому випадку на валу вентилятора встановлюється парне робоче колесо, яке з'єднане втулками більшого діаметру. Повітря поступає на робоче колесо з двох направляючих апаратів. Тобто двостороннє помпування дозволяє розвантажити підшипники валу від осьового тиску та зменшить опір рухомому повітрю у вхідній частині. Остання обставина дозволяє збільшити

продуктивність відцентрового вентилятора.

*Переваги осьових вентиляторів:*

- простота реверсування повітряного струменя;
- підвищена глибина регулювання тиску (0,68-0,79), яка забезпечується поворотом лопатей робочих коліс і направляючих апаратів;
- простота монтажу і малі габарити у поперечному розрізі;
- великий середньозважений статичний ККД (0,76 - 0,77 проти 0,74 - 0,76 у більшості відцентрових вентиляторів);
- зручність включення на послідовну роботу.
- відносно висока продуктивність.

*Переваги відцентрових вентиляторів:*

- монотонна крива тиску, стійка робота вентилятора;
- менший, ніж в осьових вентиляторів, рівень шуму за однакових швидкостей;
- отримання більших, ніж в осьових вентиляторів, значень тиску;
- доступність ротора для огляду;
- висока механічна надійність та більший строк служби;
- велика глибина регулювання;
- менша чутливість до забрудненості повітря.

**Режими роботи. Визначення потужності**

Вентилятори належать до механізмів, які мають тривалий режим роботи із відносно постійним навантаженням. Для них є характерним рідкі пуски, малий опір пускового моменту (0,25...0,3Мн), обмеження прискорення пуску та квадратична залежність моменту опору від швидкості. Тому для визначення потужності приводу вентилятора слід попередньо визначити величину продуктивності (подачі), яка залежить від:

- структури гірничих виробок, яка впливає на зміну повітряного опору;
- чисельності працюючого персоналу в шахті;
- температурних коливань атмосфери протягом доби;
- продуктивність видобутку, що може впливати на рівень викиду пилу і небезпечних газів.
- необхідного рівня тиску, який залежить від суми тисків у послідовно з'єднаннях виробок, а також від їх довжини та периметру поперечного перерізу.

Таким чином, потужність вентилятора визначається за рівнянням

$$P = k_3 Q p / (\eta_n \eta_e), \text{ кВт} \quad (7.36)$$

де –  $k_3$  коефіцієнт запасу для осьових (1,05...1,1) і відцентрових (1,1...1,15) вентиляторів;  $Q$  – продуктивність, м<sup>3</sup>/ч;  $p$  – тиск, Па;  $\eta_n$  – ККД передачі;  $\eta_e$  – ККД вентилятора.

Вибір двигуна виконують за каталогом виходячи із умов

$$P_{\partial} \geq P \quad \text{та} \quad n_{\partial} \geq n_{\partial}. \quad (7.37)$$

Відомо, що на роботу вентилятора суттєвий вплив створює вентиляційна мережа. Найчастіше мережа характеризується еквівалентним отвором  $A$ , опір якого моделює дійсну мережу вентиляції.

$$A = 0,38Q \sqrt{p} \quad (7.38)$$

Звідси характеристика вентиляційної мережі може бути визначена за рівнянням

$$p(Q) = 0,124(Q/A)^2. \quad (7.39)$$

### **Електропривод вентиляторів головного провітрювання**

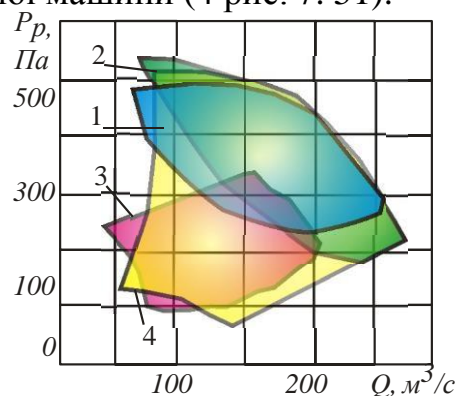
Дані досліджень, які проведені на предмет встановлення енергетичної ефективності вентиляторів головного провітрювання деяких шахт і рудників Криворізького та Донецького басейнів, виявили наявність значних витрат енергії (рис. 7.51,а). Причиною таких обставин є невідповідність режиму роботи вентиляторів параметрам вентиляційної мережі. Як наслідок, недовантаження приводу вентиляторів призводить до їх експлуатації у зоні поза економічною ефективністю (рис. 7.51,б). Тобто система у цьому випадку має ККД менше ніж 0,6 одиниць. А, отже, рішенням такої проблеми може бути застосування системи вентиляції із керованою продуктивністю.

Регулювання продуктивності і тиску вентилятора головного провітрювання можливо здійснювати наступними способами:

- Шляхом зміни опору мережі (дроселювання шибером або секторним затвором 1, 2 рис. 7.51);
- Зміною параметрів вентилятора (поворот лопатей вентилятора 3 рис. 7.51);
- Регулюванням швидкості обертання робочої машини (4 рис. 7. 51).



а)



б)

а) – статистичні дані; б) - зона економічної роботи

Рис. 7.51. Ілюстрація щодо ефективності системи вентиляції



Відомо, що при деякій продуктивності вентилятора енергетична ефективність регулювання потоку направляючими апаратами (рис. 7.52) дорівнює ефективності регулювання частотою обертання ротора, а іноді навіть буває вище.

У цих умовах має сенс встановлювати у якості приводу нерегульований асинхронний двигун з короткозамкненим ротором. Такий тип двигуна характеризується простотою експлуатації, малою вартістю та не вимагає постійного нагляду і забезпечує тривалу безвідмовну роботу.

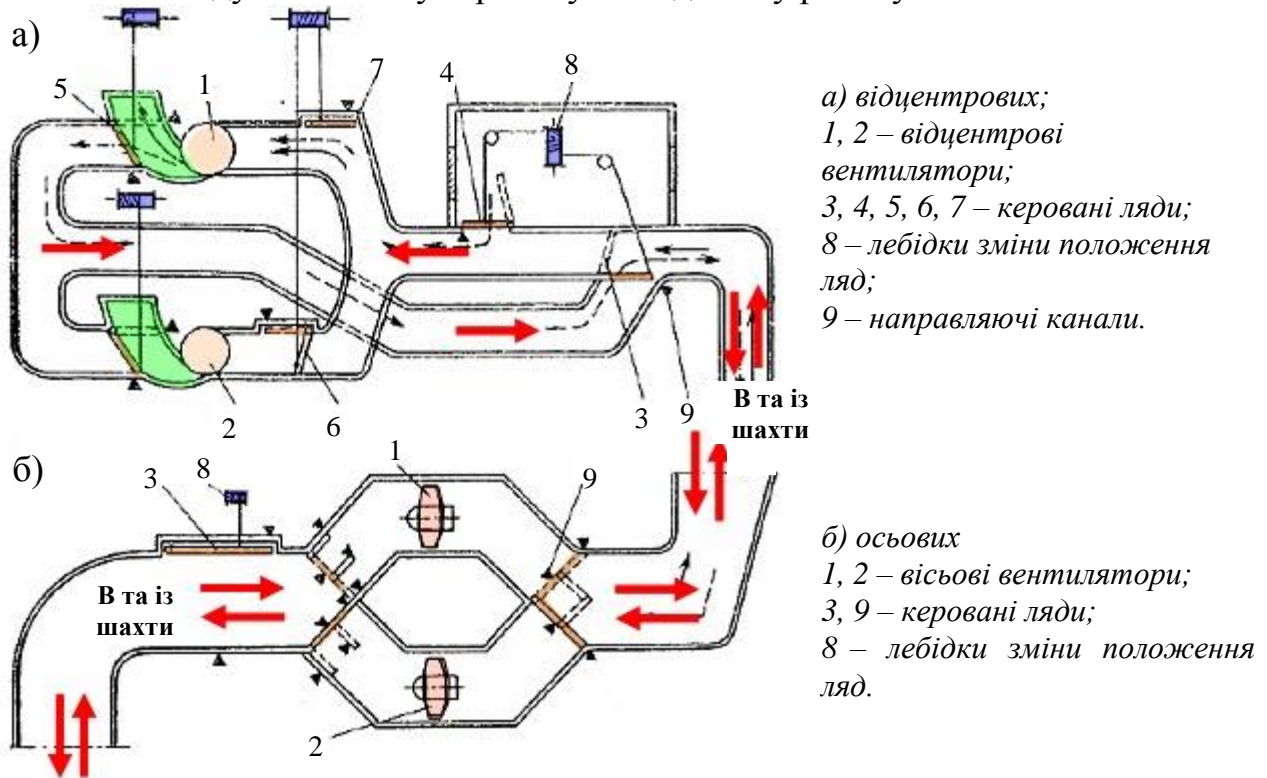


Рис. 7.52. Схема направляючих апаратів вентиляційних систем

Одним із недоліків електрично-нерегульованих вентиляторів є великі махові маси робочого колеса, що створює проблему затягнутого пуску асинхронного двигуна, а це суттєво впливає на роботу поряд встановленого обладнання (через зниження напруги мережі живлення) та тягне за собою перегрів власних обмоток двигуна, що врешті значно скорочує термін їх роботи.

Слід відзначити, що двигун, який вибраний за умовами тривалої роботи, повинен бути перевірений за нагрівом, прискоренням та моментом зрушення, а для синхронних двигунів – додатково перевірений з питання гарантованої синхронізації.

**Перевірка за нагрівом** виконується шляхом розрахунку часу пуску (вхідне рівняння руху).

$$t_n = j \sum (\Delta w_i / M_{дин.i}), \quad (7.40)$$

де  $j$  – момент інерції системи;  $\Delta w$  – зміна швидкості локальної ділянки;  $M_{дин.i}$  –

динамічний момент.

При цьому динамічний момент розраховується як різниця пускових характеристик двигуна і механізму

$$M_{дин}(s) = \frac{2 M_{ном}}{s + s_k} - \lambda (0,15 + 0,85(n_0(1-s))^2), \quad (7.41)$$

де  $M_{ном}$  – номінальний момент двигуна;  $s, s_k$  – поточне та критичне ковзання;  $\lambda$  – переважувальна здатність привода;  $n_0$  – синхронна частота обертання привода.

Умова дійсна, якщо розрахунковий час менше або дорівнює встановленому заводом виробником часу пуску.

**Перевірка встановленого рівня нагріву СД** визначається температурою

$$\tau = A / (m_{кл} c), \quad A = j w_0^2 / 2 + M_{в.ном} / w_0 \left( \int_0^{t_n} w^2 dt - 1 / w_0 \int_0^{t_n} w^3 dt \right), \quad (7.42)$$

де  $A$  – енергія в обмотках, Дж;  $m_{кл}$  – маса обмотки, кг;  $c$  – питома теплоємність (міди  $c=0,395 \times 10^3$ , алюмінію  $c=0,896 \times 10^3$ , Дж/(кг×град),  $P_{ном}$  – потужність двигуна, кВт;  $GD$  – маховий момент вентилятора.

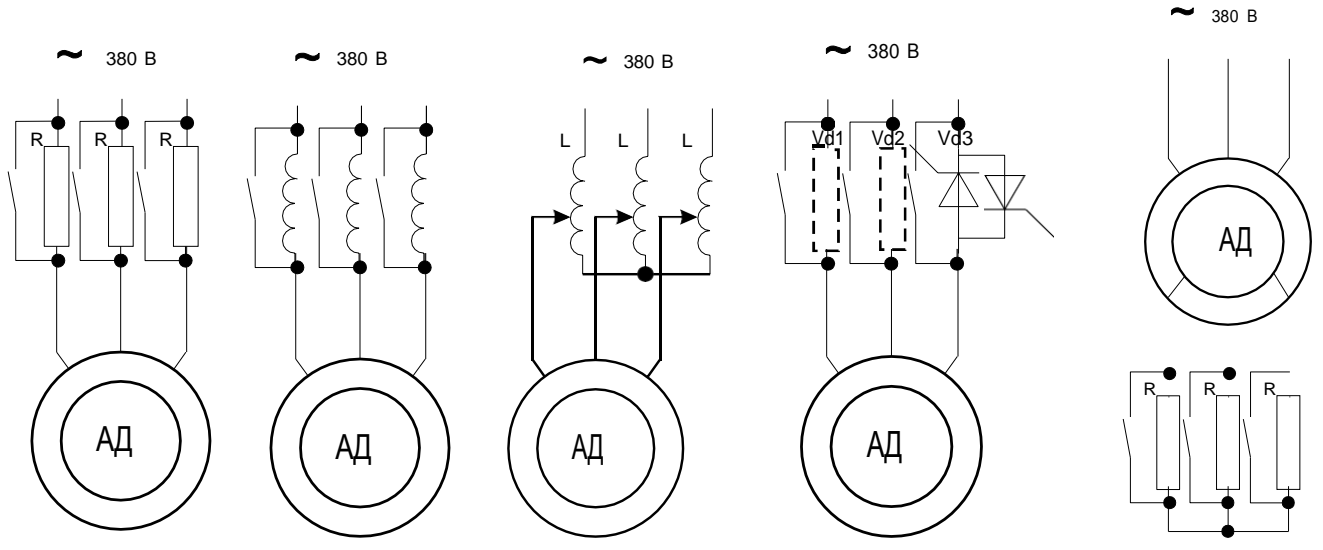
**Спроможність до синхронізації** виконується за умовою порівняння величини вхідного ковзання, яке надає завод-виробник, із отриманим за розрахунком

$$s_{вх} \leq 26,7 / w_0 P_{ном} / (50GD^2). \quad (7.43)$$

Вирішити задачу важкого пуску можливо шляхом регулювання напруги живлення двигуна протягом перехідного процесу, наприклад, установкою додаткових опорів (рис. 7.53,а) у статорній частині асинхронного електроприводу або застосуванням автотрансформаторного пуску (рис. 7.53,б). Останнім часом стало можливим використання у таких приводах пристроїв плавного пуску (рис. 7.53,в).

У випадках, коли мережа живлення є недостатньо потужною, допускається використання асинхронного двигуна з фазним ротором (рис. 7.53,г) та додатковими резисторами у колі ротора.

Практичний досвід використання приводів вентиляторів головного провітрювання показав, що при потужностях до 315 кВт переважно застосовують асинхронний двигун, при потужностях вище 1000 кВт використовують виключно синхронні електричні машини, а у проміжку потужностей 315...1000 кВт можуть використовуватись, як асинхронні, так і синхронні приводи. Основоположним при прийнятті рішення є техніко-економічний розрахунок.





## Компресорні установки

*Загальні відомості.* До переваг пневматичної енергії слід віднести: високий ступень безпеки; простоту використання і надійність системи.

За принципом роботи компресорні установки, які є джерелом стиснутого повітря, поділяються (рис. 7.58) на: а) поршневі; б) ротаційні; в) відцентрові.

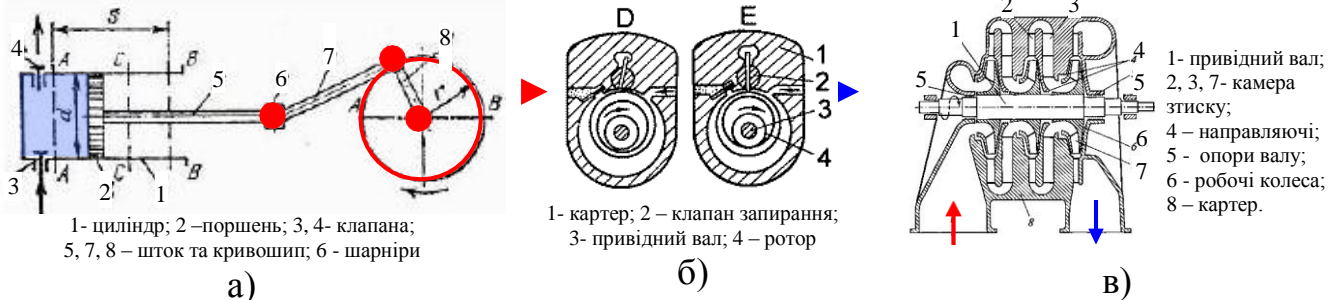
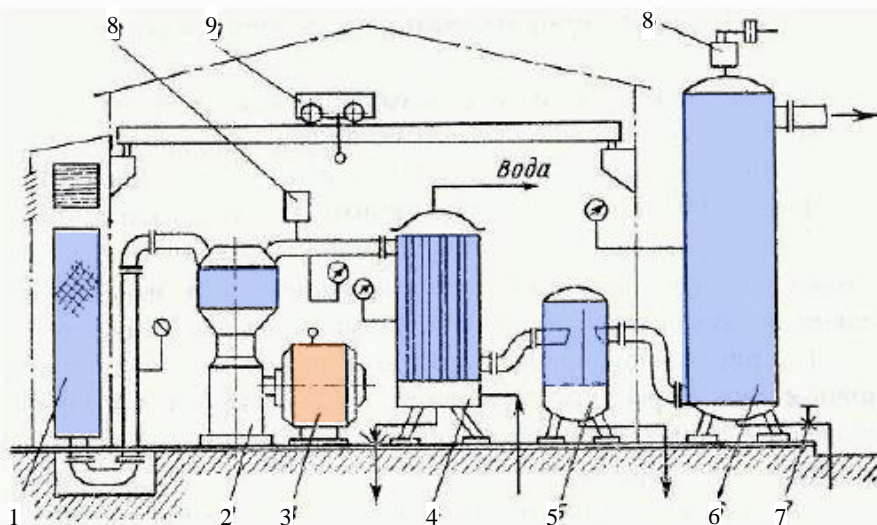


Рис. 7.58. Конструкція компресорів за типами

Ротаційні компресори переважно використовуються у галузі холодильних установок, а також в системах теплових насосів. Відцентрові зазвичай слугують механізмом перекачування газоподібних корисних копалин і сировини для хімічної промисловості. На відміну від попередніх, саме поршневі компресори отримали широке застосування у підземних виробках шахт і рудників, як рушій механізмів у вибухонебезпечних забоях. Загальний вигляд промислової компресорної станції зображений на рис. 7.59

Поршневі установки характеризуються простою або подвійною дією, і можуть бути одно- або багатоступеневі. Сутність простої дії – стискання повітря при одному напрямку руху поршня, а подвійна – при русі в обох напрямках. Підвищення загального тиску в системі досягається послідовним з'єднанням декількох одноступеневих компресорів. Конструктивно усі прилади компресорної



1 – фільтр; 2 – компресор; 3 – електродвигун; 4 – кінцевий холодильник;  
5 – маслотовологовідділювач; 6 – ресивер; 7 – кран; 8 – аварійний клапан;  
9 – підійомно-монтажний механізм

Рис. 7.59. Схема поршневої компресорної установки

поршневої станції є статичними, за винятком, власне, самого компресора та його електропривода.

**Потужність електропривода компресорів** визначається за виразом:

$$P_k = (A_n Q) / (\eta_k \eta_n). \quad (7.44)$$

де  $A_n = n / (n - 1) p_1 V_1 [(p_2 / p_1)^{n-1} / n - 1]$  – робота, що витрачається на стискання повітря за політропічного процесу, Дж;  $n$  – показник політропи, що визначається  $pV_n = const$ ;  $p_1, p_2$  – початковий та кінцевий тиск, Па;  $V_1$  – початковий об'єм, м<sup>3</sup>;  $Q$  – продуктивність, м<sup>3</sup>/ч;  $\eta_k, \eta_n$  – ККД компресора і передатного механізму.

Традиційно вибір двигуна виконується за умови, що номінальна паспортна потужність двигуна є не меншою за розрахункову компресора  $P_{ном} \geq P_k$ .

**Механічні характеристики поршневих компресорів.**

Статичне навантаження поршневого компресора, визначається силою дії на поршень:

$$F = p S, \quad (7.45)$$

де  $p = p_{вых} - p_{вх}$  – різниця тиску на поршні, Па;  $S$  – площа поршня, м<sup>2</sup>.

Момент, який створюється кривошипно-шатунним механізмом дорівнює

$$M_{cm} = \rho F = p SR \sin(\omega t), \quad (7.45)$$

де  $\rho = R \sin(\omega t)$  – радіус приведення, м;  $R$  – радіус кривошипа (рис. 7.60), м;  $\omega$  – кутова швидкість валу компресора,  $c^{-1}$ .

З останнього виразу слідує, що момент опору компресора носить пульсуючий характер, де амплітуда визначається

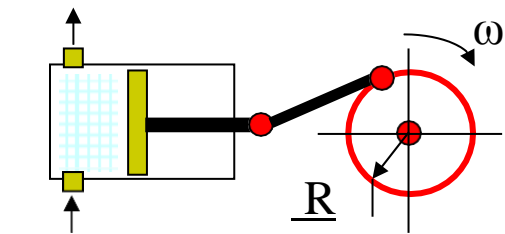


Рис. 7.60. Кінематика компресора

$$M_{cm.max} = \rho F = p SR . \quad (7.46)$$

Таким чином, наявність кривошипа і маховика (або масивного ротора привода) у складі кінематики компресора характеризує цей механізм наступними особливостями: *пульсуючий характер навантажувального моменту; залежність пульсацій від швидкості привода; підвищений момент інерції, утруднений пуск; підвищений пусковий момент.*

### **Режими роботи компресорів**

Режим роботи компресора визначається точкою перетину його характеристики і характеристики пневмережі. Ця точка показує, який тиск може створювати компресор при заданій продуктивності. Тому зміна стану мережі викликає за собою зміну режиму роботи компресора. Розглянемо це на прикладах можливих виробничих ситуацій. Так, усунення витоків у мережі викликає зменшення витрат і збільшення тиску. На режим роботи системи також може впливати кількість користувачів стисненого повітря. Їх відсутність – високий тиск та малі витрати; велика кількість – низький тиск і великі витрати.

Для підтримки заданого режиму роботи компресора застосовують різноманітні методи:

- Зміна частоти обертання валу компресора;
- Зміна числа паралельно працюючих компресорів;
- Дроселювання по входу компресора (зменшення початкового тиску);
- Включення шкідливого простору в поршневих конструкціях;
- Відпуск пластин у поршневих конструкціях.

Для шахтних компресорів у якості привода частіше за все застосовують спеціальні синхронні двигуни з масивним ротором. Його вал приєднується безпосередньо до компресора.

**Турбокомпресори, на відміну від поршневих,** працюють з постійним навантажувальним моментом і високою швидкістю. Як правило, для них використовують потужні високошвидкісні синхронні двигуни з механізмом підвищення швидкості. Є очевидним, що економічний режим роботи турбокомпресора може здійснюватися шляхом регулювання швидкості.

Момент турбокомпресора визначається згідно рівняння

$$M_k = a + b_n^{1,23}, \quad (7.47)$$

де  $a, b$  – коефіцієнти, які є функцією тиску та початкових умов всмоктування.

*До вимог до привода відносять: перевантажувальна здатність двигуна повинна бути не менше 2; високе значення ККД і  $\cos\varphi$ ; надійність та простота конструкції; низька початкова вартість.*



### Привод барабаних млинів

Відомо, що у період пуску барабаних млинів їх момент опору залежить від кута повороту барабану, а також від рівня тертя у підшипниках. Крім того, момент опору визначається вагою тіл та матеріалом подрібнення. Як слідує із рис. 7.81,а), пусковий момент двигуна повинен бути не нижче 1,4...1,5 номінального для стрижневих млинів і 1,2...1,3 – для кульових млинів. Синхронізація двигуна здійснюється за значення вхідного моменту не нижче 1,1...1,3 номінального.

Барабани млинів мають низьку швидкість обертання (15...40 об/хв), причому чим більше барабан, тим нижче швидкість. Тому для млинів застосовують тихохідні двигуни з номінальною швидкістю обертання ротора у 250, 187, 167, 75 об/хв.

Схеми управління млинами у більшості є схожими зі схемами управління дробарками.

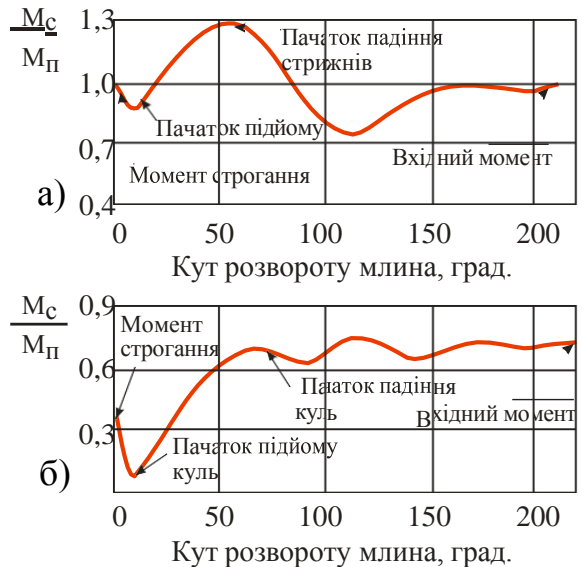
Споживна потужність електропривода млина мало залежить від рудного завантаження і переважно витрачається на підйом тіл подрібнення, а за відсутності сировини відбувається процес їх самоподрібнення. Тому для підвищення економічності роботи і зниження питомої енергоємності виробництва потрібно, щоб млини працювали з максимальною продуктивністю.

Робота привода барабаних млинів характеризується рівномірним навантаженням, унаслідок чого для них застосовують переважно синхронні двигуни. Використання синхронних двигунів великої потужності дозволяє підвищити  $\cos\phi$  не тільки на збагачувальних фабриках, а і за необхідності компенсувати споживання реактивної потужності рудників, які входять до складу гірничо-збагачувального комбінату.

Для млинів самоподрібнення регулювання швидкості барабану до 30% вниз від основної дозволяє підвищити продуктивність по готовому концентрату.

Подрібнення в них здійснюють методом удару, стирання або сколу. Це реалізується при швидкості обертання барабану у режимах каскадного, водоспадного або каскадно-водоспадного.

Для барабаних млинів є характерним поняття критичної швидкості, тобто.



а) – стрижневі; б) – кульові

Рис. 7.81. Пусковий момент опору барабаних млинів

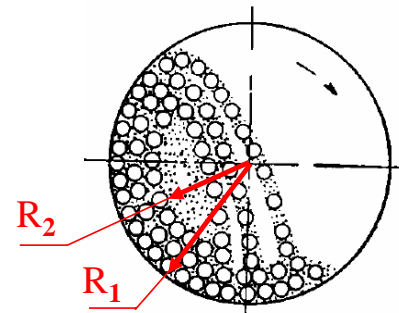


Рис. 7.82. Схема до пояснення роботи млина

такої швидкості, за якої навантаження центрифугує. Якщо  $m g = m \omega_{кр}^2 D_0 / 2$ , тоді критична швидкість

$$\omega_{кр} = \sqrt{2g/D_0},$$

де  $D_0$  – внутрішній діаметр барабану, м.

Практична швидкість обертання млина становить  $(0,75 \dots 0,8) \omega_{кр}$ , а значення потужності дорівнює

$$P = 2,31 \frac{G_{ш}}{\phi} S \sqrt{D_0}, \text{ кВт} \quad (7.65)$$

де  $G_{ш}$  – вага кульового завантаження, т;  $\phi$  – коефіцієнт заповнення млина, в.о.;  $S$  – коефіцієнт потужності, який є функцією швидкості млина та його заповнення.

Для коефіцієнта потужності  $S$  є ряд формул. Так, проф. Н.П. Неронов рекомендує

$$S = \varphi^3 (6(1-k^4) - 8\varphi^4 (1-k^6) + 3\varphi^8 (1-k^8)), \quad (7.66)$$

а В.А. Олевский

$$S = 0,95\varphi^7 \{16(1-k^6) - \varphi^4 [36(1-k^8) - 28,8\varphi^4 (1-k^{10}) + 8\varphi^8 (1-k^{12})]\}, \quad (7.67)$$

де  $\varphi = \omega / \omega_{кр}$  – швидкість у долях критичної;  $k = R_2 / R_1$  – відношення радіусів внутрішнього та зовнішнього шарів завантаження.

### ***Електричний привод грохотів та класифікаторів***

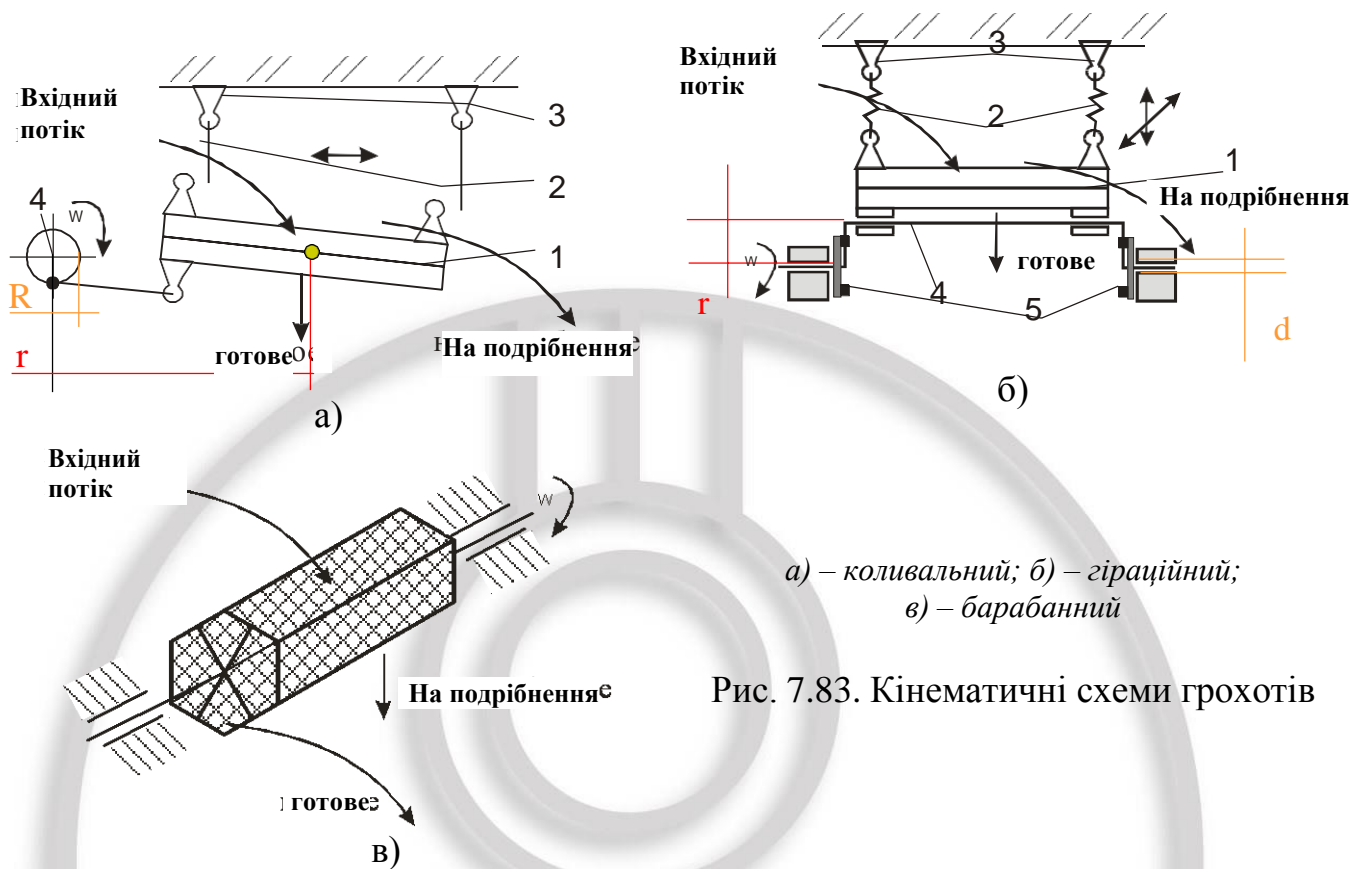
Грохот – механізм поділу на фракції результатів дробіння вхідного матеріалу обробки.

Конструктивно грохоти є декількох систем:

*Коливальні* – складаються із рами 1 і решета закріпленого на ній, системи важелів 2, які зафіксовані на шарнірах 3 та ексцентрикового приводу 4 (рис. 7.83,а).

Робота механізму передбачає перетворення обертового зусилля маховика 4 на поступальний рух, який передається на раму 1, а вона у свою чергу створює коливальні рухи у горизонтальній площині. Вхідний матеріал, що поступає на решето грохоту, поділяється на фракцію готового подрібнення і на шматки, розмір яких потребує додрібнення. Тобто верхній над решетом потік матеріалу повертається на вхід дробарки, а нижній просіяний направляється далі по циклу технологічного процесу.

*Гіраційні* – мають конструктивні особливості, пов'язані із способом підвісу рами 1 (рис. 7.83,б). Замість системи важелів, попереднього варіанту, використовують пружні амортизатори 2 із фіксуванням на шарнірах 3. Привод при цьому передає обертовий рух з колінчатого валу 4 безпосередньо на раму 1.



а) – коливальний; б) – гіраційний;  
в) – барабанний

Рис. 7.83. Кінематичні схеми грохотів

Наслідок – розсіювання здійснюється по круговій траєкторії обмеженої однією вертикальною площиною. Наявність у системі колінчатого валу створює умови періодичного биття навантаження, що негативно позначається на роботі двигуна. Знизити його вплив дозволяє установка на валу маховиків та противаги 5.

**Барабанні** – сухі або з промивкою – складаються із обертового металевого каркасу, на якому закріплені решітки, що утворюють розсіювачі поверхні (рис. 7.83,в). Нахил барабану відносно горизонталі дозволяє поділяти вхідний матеріал на фракції, де внутрішній потік – це готова фракція, а верхня – потік на подрібнення. Обертання барабану забезпечує активну очистку поверхонь решіток, що у кінцевому рахунку підвищує ефективність роботи барабанного грохоту.

Потужність двигуна грохотів зазвичай не перевищує 10 кВт. Регулювання швидкості двигуна у цьому випадку не вимагається, тому в якості привода грохотів використовують асинхронні короткозамкнені двигуни.

Розрахункове рівняння визначення потужності коливального грохоту має вигляд.

$$P = \frac{0,975GR\omega \left( \omega^2 r - 5 \right)}{\eta \left( \frac{\quad}{102 \cdot 10^4} + 8,75 \cdot 10 \right)}, \text{ кВт}, \quad (7.68)$$

де  $G$  – вага рухомої рами з ситами та матеріалом;  
 $R$  – ексцентриситет (рис. 7.83, а);

$r$  – відстань центру ваги рухомої рами від вісі валу (рис. 7.83,а);

$\omega$  – швидкість обертання валу;

$\eta$  – ККД передачі.

Потужність гіраційного грохоту (рис. 7.83,б) визначається наступним чином:

$$P = \frac{9\omega^3}{\eta \cdot 10^4} \left( \frac{rG_0 d}{235} + \frac{G\delta^2}{370} \right), \text{ кВт}, \quad (7.69)$$

де  $G_0$  – вага інерційних вантажів;

$r$  – радіус кола, за яким рухається центр ваги інерційних вантажів;

$d$  – діаметр цапфи валу;

$\delta$  – амплітуда коливань сита;

$G$  – вага вібруючих частин грохота та сортованого матеріалу;

$\omega$  – швидкість обертання валу;

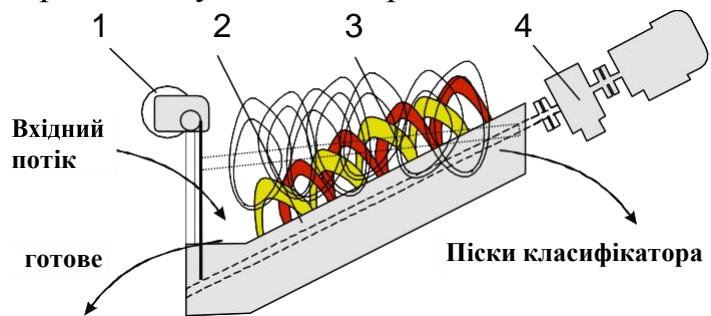
$\eta$  – ККД передачі.

Потужність двигуна барабанного грохота орієнтовно визначається за формулою

$$P = 0,075Q, \text{ кВт}, \quad (7.70)$$

де  $Q$  продуктивність, т/год.

У випадку мокрого подрібнення поділ за розміром часток здійснюють спіральними класифікаторами. Конструктивно такий механізм являє собою несучу ванну 2, в яку поміщають спіраль 3 не суцільного типу (рис. 7.84). Її обертання здійснює редукторний привод 4. При тривалій зупинці матеріал класифікації злежується, що утруднює процес запуску головного приводу 4. У цьому випадку за допомогою привода підйому спіралі 1 вдаються до плавного її опускання у ванну, що дозволяє зробити завантаження головного приводу повільним.



1 – привод підйому спіралі; 2 – ванна;  
3 – спіраль; 4 – привод спіралі

Рис. 7.84. Кінематика класифікатора

До приводу класифікаторів не пред'являється спеціальних вимог, регулювання швидкості не вимагається, умови пуску

нормальні. Потужність двигунів класифікаторів не перевищує 20 кВт. Найбільш підходящим типом двигунів для таких механізмів є асинхронні короткозамкнені двигуни закритого типу з вологостійкою ізоляцією (через високу вологість у

приміщеннях, в яких встановлюють класифікатори).

### **Електропривод згущувача**

Згущувач являє собою циліндричний резервуар 4 діаметром до 100 метрів, в який поступає пульпа (рис. 7.85). Осідаючі тверді частки видаляються обертовою рамою із скребками 3. Потужність двигунів для рам згущувачів у залежності від розмірів резервуара лежать у межах від 1 до 18 кВт. Для приводів 2 згущувачів діаметром до 50 метрів застосовуються асинхронні двигуни з короткозамкненим ротором, а згущувачів великого діаметра – чотиришвидкісні асинхронні короткозамкнені двигуни із відношенням вищої швидкості до нижчої 3:1. У згущувачах з периферійним приводом 2 електродвигун обертається разом з рамою 3, а підвід енергії до нього здійснюється через три контактних кільця, закріплених на нерухомій центральній стійці. Струм знімається за допомогою щіток, що обертаються разом із рамою.

Згущувачі не допускають навіть короткочасної зупинки, так як при цьому частки осаджуються, і відбувається замулювання, для ліквідації якого вимагається розвантаження згущувача. При зупинці технологічного ланцюга привод обертання згущувачів не вимикається.

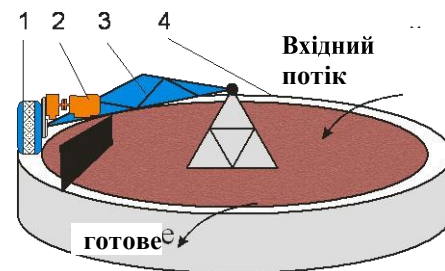
Орієнтовна потужність двигуна згущувача з периферійним приводом може бути визначена за рівнянням

$$P = N f \omega r / (1000\eta), \text{ кВт}, \quad (7.71)$$

де  $N$  – нормальний тиск, що дорівнює вазі обертових частин згущувачів, яка сприймається катком;

$f$  – коефіцієнт зчеплення. Для сталевих катка і рейки (суха поверхня)  
 $f = 0,17 \dots 0,22$ ;

$r$  – радіус кола котіння катка;  $\omega$  – швидкість обертання катка;  $\eta$  = ККД передачі.



1 – коток; 2 – привод;  
 3 – рама; 4 – резервуар

Рис. 7.85. Кінематика згущувача

