

Розрахунок приводів механізмів рудопідготовки

Класифікація

Технологічний процес переробки корисних копалин передбачає виконання низки операцій – дробіння-подрібнення, класифікація, сепарація, дешламація, фільтрація. Найбільш енергоємним із них є процес дробіння-подрібнення. Як наслідок, обладнання цього типу комплектується електроприводом потужності від декількох сотень до декількох тисяч кіловат. Найбільш широко розповсюджені дробарно-подрібнювальні установки класифікують наступним чином:

- **шокові дробарки**, дробіння в яких відбувається за впливу на завантажений матеріал періодичним натисканням рухомої шоки (рис. 7.76,а);
- **гіраційні конусні дробарки**, процес дробіння в яких здійснюється безпосереднім роздавлюванням вхідної породи обертовим усіченим ексцентрично встановленим конусом (рис. 7.76,б);
- **валкові дробарки**, де дробіння здійснюється шляхом втягнення матеріалу між обертовими валками (рис. 7.76,в);
- **кульові або стрижневі млини**, сировина в яких подрібнюється тертям, дробінням ударом та роздавлюванням при русі тіл подрібнення (рис. 7.76,г).

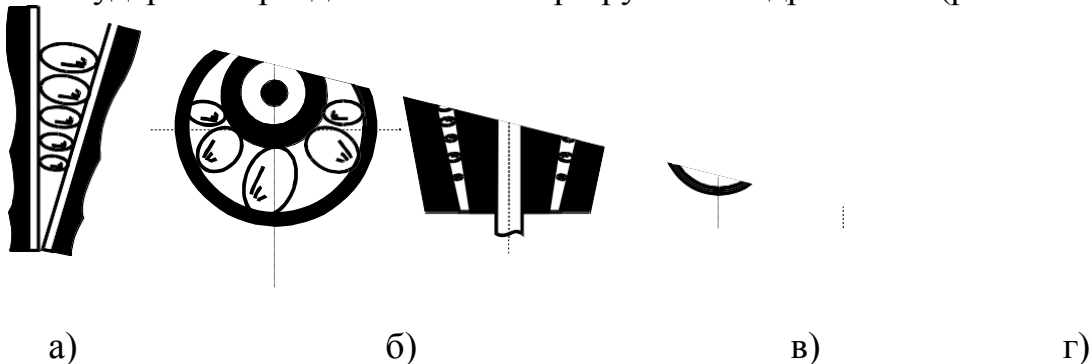


Рис. 7.76. Конструкції подрібнювальних машин

Вимоги до електропривода

До основних чинників, що впливають на вибір системи електропривода, відносять такі:

1. *Характер навантаження та закон його зміни* – забезпечення потрібних пускових властивостей та обмежень сталого режиму електропривода за роботи системи на постійне, ударне або періодично-змінне навантаження.

2. *Номінальна швидкість двигуна*. Вибір номінальної частоти обертання привода слід здійснювати із врахуванням швидкості руху механізму та способу його передачі. Для нерегульованого електропривода вибір редукторної або безредукторної схеми кінематики визначається порівнянням приведених затрат варіантів. Для механізмів із частим пуском та гальмуванням регулювання швидкості може суттєво знизити кінетичну енергію рухомих частин

електропривода. Наслідок – скорочений час перехідних процесів і знижена динаміка механізмів робочої машини.

3. Раціональний вибір потужності електропривода робочої машини. Слід пам'ятати, що вага, габарити та вартість електричної машини визначається не потужністю, а моментом.

4. Необхідність реверсування електропривода. Вимога реверсування найбільш суттєво впливає на конструкцію та вартість системи тиристорних перетворювачів.

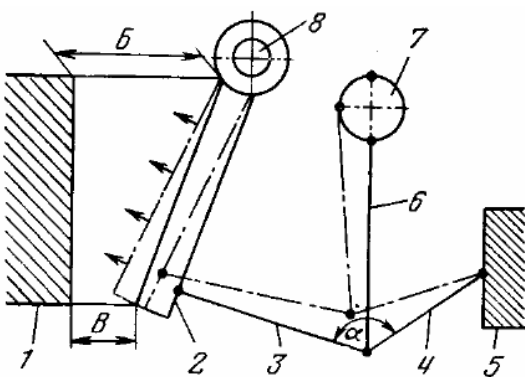
5. Необхідність регулювання швидкості та показники керування: діапазон регулювання, плавність, точність підтримки заданих значень швидкості, вимоги до швидкодії та показники якості перехідних процесів при регулюванні і стабілізації швидкості.

6. Характер умов роботи електричного обладнання: вологість, запиленість та температура у робочих приміщеннях. Ця група чинників визначає особливості конструктивного виконання електрообладнання, зокрема, спосіб його захисту від впливу навколишнього середовища. У заданих виробничих умовах та у багатьох випадках виявляється можливим винести апаратуру управління в окремі приміщення, де забезпечуються нормальні і безпечні умови експлуатації.

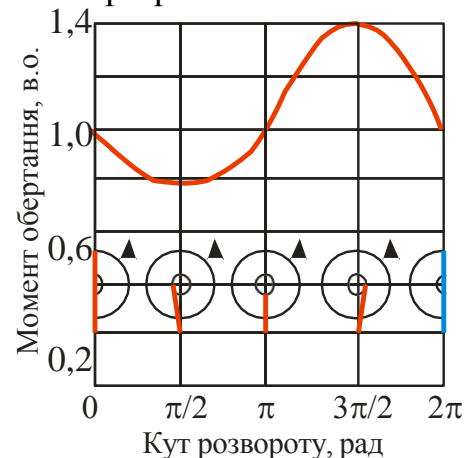
7. Характеристики електричних мереж, які живлять дану установку. Сюди відносять: потужність короткого замикання, яка визначає можливості пуску та самозапуску потужних двигунів, наявність мережної автоматики (АПВ і АВР) та тривалість її вимикання при виникненні аварійних ситуацій.

Привод щоккових дробарок

Розглянемо кінематичну схему дробарки. До її складу входить (рис. 7.77,а): **1, 2** – нерухома та рухома щока; **3 і 4** – розпірні важелі; **5** – опорна плита; **6** – шатун руху; **7** – ексцентрик привідний вал; **8** – шарнір.



а)



б)

Рис. 7.77. Конструкція і діаграма моменту опору щоккової дробарки

Як згадувалось раніше, принцип подрібнення у щоккових дробарках передбачає періодичний рух коливальної щоки 2, що закріплена на шарнірі 8.

Рушієм її є система важелів 3, 4 та шатун 6. Така кінематика та ексцентриковий привод роблять конструкцію такою, що характеризується змінним навантаженням. Аналізуючи залежність рис. 7.77,б) бачимо що, при куті повороту у 90° за напрямом обертання, рахуючи від крайнього верхнього положення, момент опору механізму відповідає мінімальному значенню, а при куті 270° – максимальному. Як наслідок, навантаження приводу дробарки відрізняються нерівномірністю, що викликано як циклічністю роботи, так і нерівномірністю подачі матеріалу. Особливо це властиво дробаркам крупного дробіння.

Вирівнювання навантаження приводу виконують за рахунок маховика на ексцентриковому валу 7.

Для дробарок крупного дробіння окремі піки навантаження перевищують середній у 2-3 рази, а холостого ходу майже у 5 разів. У дробарки середнього та мілкового дробіння матеріал поступає після попередньої класифікації за розміром і значно більш рівномірно. Тому у дробарок середнього дробіння максимальні навантаження перевищують середнє не більше, ніж на 40%, а у дробарок мілкового дробіння – на 5%.

Наявність великих мас рухомих частин, робить умови пуску дробарок крупного дробіння важкими. Для гарантованого розгону приводу дробарок застосовують асинхронні двигуни з фазним ротором, які при реостатному пуску дозволяють підтримувати момент, близький до максимального моменту двигуна.

Теоретична потужність шоквої дробарки визначається:

$$P = \frac{\omega A \sigma^2 (B^2 - B'^2)}{24300 E \eta}, \text{ кВт}, \quad (7.59)$$

де ω – швидкість ексцентрикового валу, c^{-1} ; A – довжина розвантажувальної щілини, м; σ – тимчасовий опір подрібнюваного матеріалу тиску, H/m^2 ; B і B – ширина завантажувального отвору та розвантажувальної щілини (див. рис.7.77), м; E – модуль пружності матеріалу, H/m^2 ; η – ККД дробарки і передачі, який дорівнює 0,6...0,7.

Для орієнтовних розрахунків можливо користуватись емпіричною формулою, яку запропоновано Д.І. Береновим

$$P = k L B, \text{ кВт}, \quad (7.60)$$

де L і B – довжина та ширина завантажувального отвору, м; k – розрахунковий коефіцієнт. Для дробарок габаритів менших за 250×400 – $k=167$; від 250×400 до 900×1200 – $k=100$; для більших габаритів за 900×1200 – $k=83$.

Наявність кінематики з реалізацією поступального ходу, як правило, створює для привода ускладненні умови пуску. Забезпечити гарантований пуск вдається за підвищення розрахункової потужності двигуна у 2-3 рази. Інший спосіб полегшення умов пуску – попереднє встановлення рухомої щоки у найбільш сприятливе для пуску положення. Таким положенням є поворот ексцентрикового валу на 15° за „мертву” точку, яка відповідає самому верхньому положенню шатуна. У цьому випадку щока знаходиться у верхньому положенні, і її вага сприяє розгону дробарки, а поворот робочого органу у пускове положення здійснюється спеціальним поворотним пристроєм.

Завищена потужність двигуна за пускових умов призводить до того, що у сталому режимі двигун виявляється недовантаженим. Це знижує його енергетичні показники. Збільшити завантаження двигуна можливо шляхом застосування двох двигунів з відношенням потужності від 1:1,5 до 1:2. Двигун меншої потужності використовується для тривалої роботи, а пуск здійснюється при роботі обох двигунів.

Зменшення необхідної для пуску дробарок потужності двигунів можливо досягти також шляхом застосування гідравлічних, електромагнітних або фрикційних муфт. Для цього щоківі дробарки типорозмірів 900×1200 , 1200×1500 , 1500×2100 наділяють механізмом ступеневого пуску. За допомогою фрикційної муфти з гідравлічним керуванням (рис. 7.78) здійснюється послідовний розгін махових мас. Алгоритм її управління передбачає: пуск двигуна із шківом 1; затискання фрикційної муфти 2 і розгін ексцентрикового валу дробарки (3); затиснення фрикційної муфти 4 і розгін маховика 5.

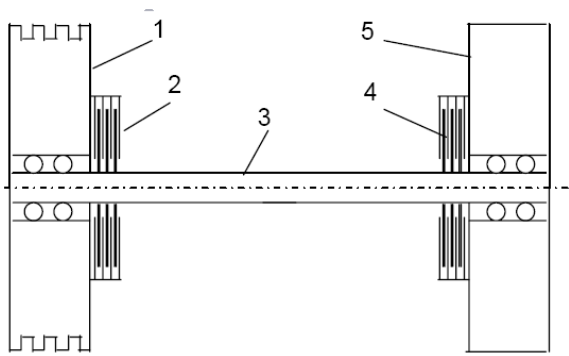


Рис. 7.78. Фрикційна муфта з послідовним розгоном махових мас

Таким чином, одночасно розганяється тільки частина махових мас, що знижує загальне навантаження двигуна.

Підвищення ефективності використання махових мас може досягатися:

- збільшенням моменту інерції, що тягне зростання габаритів і маси маховика, а це відповідно погіршує пускові властивості електропривода;

- збільшенням швидкості обертання – погіршує динаміку системи та підвищує втрати тертя. Розміщення маховика на швидкохідному валу двигуна зменшує його момент інерції з одночасним вирівнюванням навантажень тільки електродвигуна. За такої схеми пружна передача привода буде піддаватися великим динамічним перевантаженням.

- пониженням жорсткості механічної характеристики двигуна, що при одній і тій же зміні навантаження дають збільшення перепаду швидкості.

Зазвичай номінальне ковзання асинхронних двигунів з фазним ротором становить 1,5-3%. У випадку увімкнення додаткового резистора незмінного опору у роторне коло механічна характеристика пом'якшується, що дозволяє більш ефективно використовувати енергією запасену у маховику за короткочасних перевантажень.

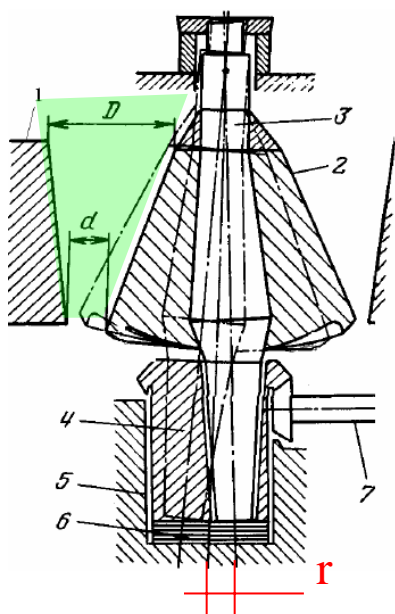
Для дробарок середнього та мілкового дробіння, що мають більш рівномірний графік навантаження, не вимагається установка важких маховиків. Відповідно умови пуску в них значно легші, у порівнянні з дробарками крупного дробіння. Як наслідок, це дозволяє застосовувати у якості їх привода асинхронні короткозамкнені двигуни.

Привод конусних дробарок

Електропривод конусних дробарок, на відміну від шоккових, має більш рівномірний характер навантаження, що пов'язано з безперервністю процесу дробіння. Проте деяка нерівномірність навантаження все ж таки залишається, що пояснюється порційністю подачею вхідного матеріалу.

Дробарки крупного дробіння досить часто завантажують безпосередньо із транспортних засобів без проміжних бункерів та живильників, що відповідно визначає періодичність подачі матеріалу за кількістю та розміром подрібнюваних часток.

Традиційна конструкція конусних дробарок має вигляд, що зображений на рис.7.79. Ексцентрично розташований рухомий конус 2 при обертанні у



1 – нерухомий конус; 2 – рухомий конус;
 3 – вал рухомого конуса; 4 – вал-ексцентрика
 нижнього кінця рухомого конусу;
 5 – вертикальний підшипник вал-ексцентрика;
 6 – опорний підп'ятник; 7 – привід.

Рис. 7.79. Конструкція конусної дробарки

нерухомому 1 змінює розмір робочої щілини (дистанції D і d), за рахунок чого здійснюється дробіння вхідного матеріалу методом роздавлювання. Рух робочому органу 2 передається з валу 7 через конічну шестерню вертикального підшипника, що тримається на опорному підп'ятнику 6. Подача сировини здійснюється крізь отвір D , а готова фракція висипається через отвір d . Зрозуміло, що після дробіння не вся отримана сировина є потрібного розміру. Тому для виділення готового при виході з дробарки пропускають через грохот. При цьому крупні фракції над решітками грохоту повертають на додрібнення.

Для подолання перевантажень конус дробіння повинен володіти значною інерцією. Тому потужність двигуна також, як і у випадку шоківих дробарок, визначається за умови пуску. Наявність великих мас і значне тертя роблять умови пуску важкими. Крім того, при заклинюванні шматків матеріалу дробіння виникає необхідність пуску дробарок під завалом.

Потужність двигуна конусної дробарки традиційно визначається

$$P = \frac{\omega \sigma^2 D_n (D^2 - d^2)}{76300 E \eta}, \text{ кВт}, \quad (7.61)$$

де σ – тимчасовий опір тиску матеріалу дробіння, Н/м^2 ;
 ω – швидкість обертання вертикального валу дробарки, $1/\text{с}$;
 D_n – діаметр нижнього кола нерухомого конуса, м;
 D, d – ширина завантажувальної та розвантажувальної щілин, м;
 E – модуль пружності Н/м^2 ;
 η – ККД дробарки та передачі.

Професор В.А. Олевський рекомендує визначати потужність двигуна дробарок крупного дробіння за емпіричною формулою

$$P = 36 D^2 r n, \text{ кВт}, \quad (7.62)$$

а для дробарок середнього та мілкового дробіння відповідно

$$P = 0,21 D^2 n, \text{ кВт}, \quad (7.63)$$

де D – діаметр основи рухомого конуса, м; r – ексцентриситет (у площині розвантажувальної щілини рис. 7.79), м; n – число обертів конусу у хвилину.

Беручи до уваги те, що дробарки крупного дробіння мають важкі умови пуску, розрахункову потужність рекомендується підвищити на 30-40%. За такого вибору двигуна потужність холостого ходу може становити 15-20% номінальної, а середня 50-75%. При піковому навантаженні дробарки потужність двигуна приводу може становити 200-300% середньої, тобто 250% номінальної. Для вирівнювання навантаження електропривода у деяких конструкціях дробарок використовують спосіб регулювання шляхом зміни ширини розвантажувальної щілини.

Для дробарок первинного дробіння також, як і для щоккових дробарок користуються асинхронними фазними двигунами із реостатним управлінням пуску.

Покращати техніко-економічні показники електропривода можливо завдяки установленню двох двигунів однакової потужності. При цьому пуск здійснювати обома двигунами, а за нормальної роботи один із них відключати. При перевантаженні приводу в їх схемах управління передбачається функція автоматичного вмикання другого двигуна. У випадку пуску конусної дробарки під завалом можливо полегшити умови запуску шляхом неодноразового реверсування механізму.

Для приводу дробарок вторинного дробіння характерна значно менша нерівномірність навантаження, ніж у дробарок первинного дробіння. Максимуми навантаження тут також невеликі. Через менші махові маси рухомих частин умови пуску не є важкими, що дає можливість використання асинхронних короткозамкнених двигунів.

Рівномірний характер навантаження приводу конусних дробарок вторинного дробіння дозволяє залучати у якості їх приводу синхронні двигуни, що мають кращі енергетичні показники. Крім того, ці двигуни мають більший повітряний зазор, аніж асинхронні, що забезпечує більшу їх надійність при роботі у запиленому середовищі. А ще для них є характерним більша перевантажувальна спроможність, яка забезпечується за рахунок форсування струму збудження.

Привод валкових та молоткових дробарок

Перевагою валкових дробарок (рис. 7.80,а) є наявність великих махових мас валків та привідних шківів. Це сприяє компенсації ударних навантажень на двигун, але одночасно погіршує його пускові властивості. Унаслідок цього для крупних валкових дробарок застосовують асинхронні двигуни з фазним ротором.

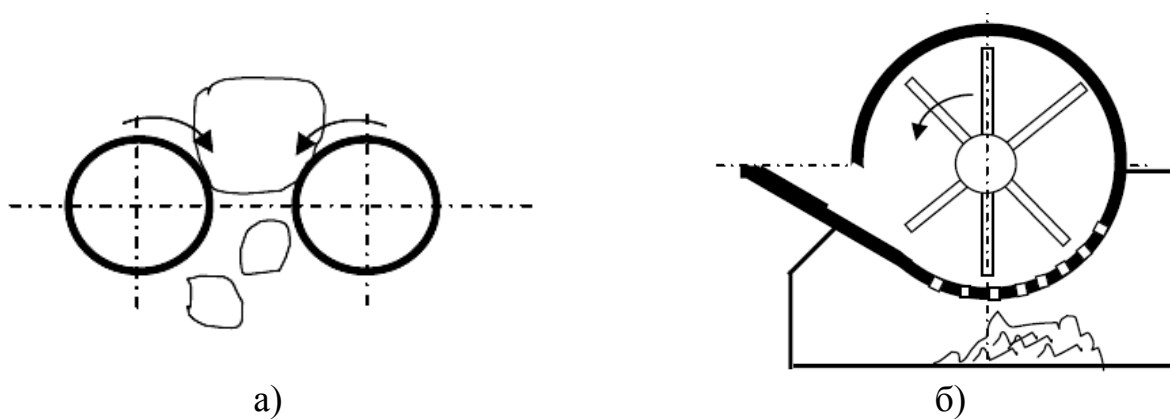


Рис. 7.80. Конструкція дробарок

Задля кращого використання запасеної кінетичної енергії махових мас механізму знижують жорсткість механічної характеристики електропривода, для чого у коло ротора двигуна вмикають додатковий опір.

Традиційно для валкових дробарок середньої продуктивності застосовують асинхронні короткозамкнені двигуни з підвищеним ковзанням. При роботі дробарки під завалом користуються реверсуванням робочих валків, що забезпечує спрощення процесу запуску.

Молоткові дробарки (рис. 7.80,б) також, як і валкові, характеризуються великою механічною інерцією обертових частин. Тому при роботі таких механізмів навантаження електропривода залишається постійним. Зазвичай пуск дробарок здійснюється ухолосту, однак, при цьому її привод повинен розвивати значний динамічний момент, аби подолати опір махових мас. Як наслідок, у потужних молоткових дробарках в якості привода використовують асинхронні двигуни з фазним ротором, а в дробарках середньої продуктивності переважно застосовують асинхронні короткозамкнені двигуни.

Абразивне середовище подрібнення сприяє інтенсивному зносу молотків. Продовжити тривалість міжремонтного періоду роботи механізму можливо за реверсування ротора дробарки. Виходячи з цього, її привід повинен бути реверсивним.

Потужність двигуна може бути визначена за формулою

$$P = (0,1 \dots 0,15) i Q, \text{ кВт} \quad (7.64)$$

де i – ступень дробіння; Q – продуктивність, т/час.

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.

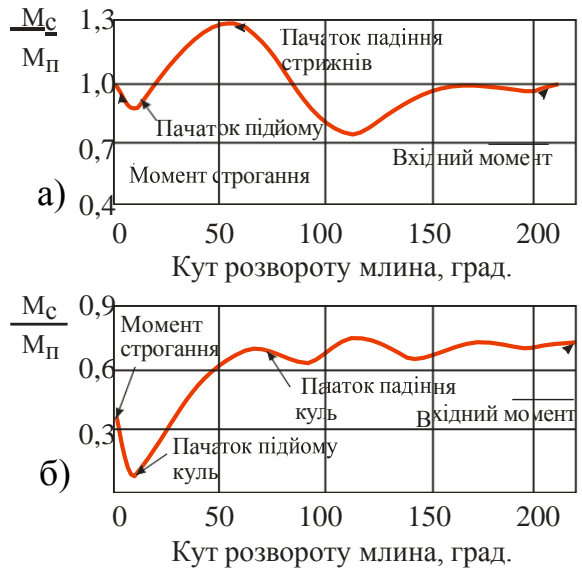
Споживна потужність електропривода млина мало залежить від рудного завантаження і переважно витрачається на підйом тіл подрібнення, а за відсутності сировини відбувається процес їх самоподрібнення. Тому для підвищення економічності роботи і зниження питомої енергоємності виробництва потрібно, щоб млини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

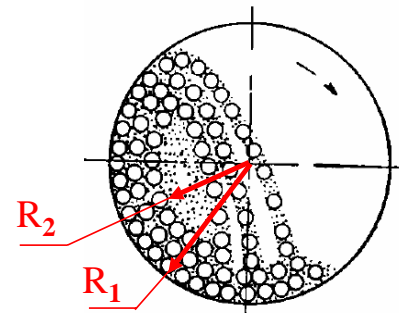


Рис. 7.82. Схема до пояснення роботи млина

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; ϕ – 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.