Чабаненко Максим Олександрович

Бакалаврська робота

Аналіз конструкції вібраційної щокової дробарки ЩІД

Керівник **проф., д.т.н. Громадський А.С.**

ВСТУП

Однією з найстаріших галузей виробничої діяльності, яку опанувало людство в процесі свого історичного розвитку, є гірнича промисловість, спрямована на видобуток і переробку для життєвих потреб різноманітних корисних копалин, що залягають у земних надрах. Багато з них вимагають операцій збагачення, тобто підвищення якості сировини шляхом звільнення її від порожніх порід і зростання таким чином вмісту корисного компоненту (компонентів) у видобутому матеріалі та усунення з нього непотрібних домішок, які можуть погіршити властивості кінцевої продукції. Такі вимоги ставляться, наприклад, металургами; вони пояснюються особливостями сучасних металургійних процесів, що використовуються для виплавки металу (металів) з руди [1-3].

Для підготовки мінеральної сировини до збагачення її потрібно усереднити (більш-менш вирівняти вміст корисного компоненту у великих обсягах матеріалу, що поступає на переробку); піддати дробленню та подрібненню з метою отримання гранулометричного складу матеріалу, найбільш придатного для здійснення того чи іншого збагачувального процесу; класифікувати для максимального звуження розходжень розмірів частинок сировини [4].

Для процесів механічного дроблення та подрібнення видобутої гірської маси використовують різноманітні конструкції дробарок та млинів. Вони реалізують режими руйнування матеріалу під дією зовнішніх сил, які створюють напруження стискання, згинання, зрізання, стирання, удару тощо. При цьому збільшується кількість частинок гірської маси та сумарна площа їхньої поверхні [5-10].

Процеси руйнування мінеральної сировини потребують використання величезної кількості енергії. Достатньо сказати, що в економічно розвинутих країнах світу на дроблення та подрібнення мінеральної сировини витрачається не менше 7% усієї виробленої енергії. Це дуже велика цифра, яка свідчить про надзвичайну енергоємність процесу.

Враховуючи те, що абсолютно переважна кількість сировини дробиться і подрібнюється саме із застосуванням механічних способів руйнування частинок матеріалу, пошуки нових методів і техніки для механізації цих технологічних процесів мають величезне значення для економіки.

В останні десятиліття бурхливо розвиваються вібраційні методи інтенсифікації різноманітних технологічних процесів та розробляється техніка, що їх використовує. Нові конструкції вібраційних дробарок і млинів вигідно відрізняються від традиційних високою ефективністю дезінтеграції твердих матеріалів, що характеризується селективністю та відносно малою енергоємністю [11-13].

Таким чином, задача зниження собівартості дробильно-подрібнювальних операцій, особливо в умовах розширення розробки родовищ бідних руд та розвитку процесів порошкової металургії, які пов’язані з необхідністю руйнування міцних матеріалів, стає все більш важливою. Виходячи з цього, можна вважати, що тема поданої для захисту роботи є цілком актуальною.

Об’єкт роботи – технологічні процеси дроблення і подрібнення мінеральної сировини з метою зменшення розмірів шматків та розкриття структури матеріалу.

Предмет роботи – вібраційна щокова дробарка ЩІД.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Основні типи дробильно-подрібнювального устаткування гірничої галузі

Найбільш універсальними дробильними агрегатами для руйнування матеріалів будь-якої міцності (до 20 за шкалою проф. М.М. Протод'яконова) на сучасних підприємствах вітчизняної гірничої промисловості є конусні конструкції ексцентрикового типу, які залишаються без суттєвих змін протягом ста років з моменту їхньої появи. Такий факт пояснюється простотою конструктивного виконання конусних дробарок, меншою у порівнянні з іншими типами дробильно-подрібнювального устаткування витратою енергії та меншими виробничими площами [6-10].

На рис. 1.1 показана схема конусної дробарки ексцентрикового типу для середнього (КСД) і дрібного (КМД) дроблення мінеральної сировини. Корпус 10 дробарки виконаний у вигляді циліндричної відливки, яка встановлена своїм нижнім фланцем на фундаменті. До верхнього фланцю корпусу за допомогою болтів і пружин прикріплене кільце 4, яке має гвинтову різьбу на своїй внутрішній поверхні. В неї загвинчується верхня нерухома чаша 3. Внутрішня поверхня останньої зроблена у формі конусу з підставою, що повернута донизу, футерованого плитами зі зносостійкої марганцевистої сталі. На кільцевому кожусі закріплена футерована приймальна лійка.

В нижній частині корпусу передбачена циліндрична втулка 9, в яку вставлений ексцентриковий стакан 5.Між втулкою і стаканом знаходиться підшипник ковзання у вигляді бронзової відливки. Знизу ексцентриковий стакан спирається на підп'ятник 8.

Робочим органом дробарки є дробильний конус 14, який закріплений на валу 13 і спирається на масивний сферичний підшипник 11. Вал має верхню точку опори (точку *О*), а його нижній кінець знаходиться всередині ста-

кану ексцентричної форми, крутний момент на який передається від електродвигуна через механізм 6 з конічною парою шестірень 7.

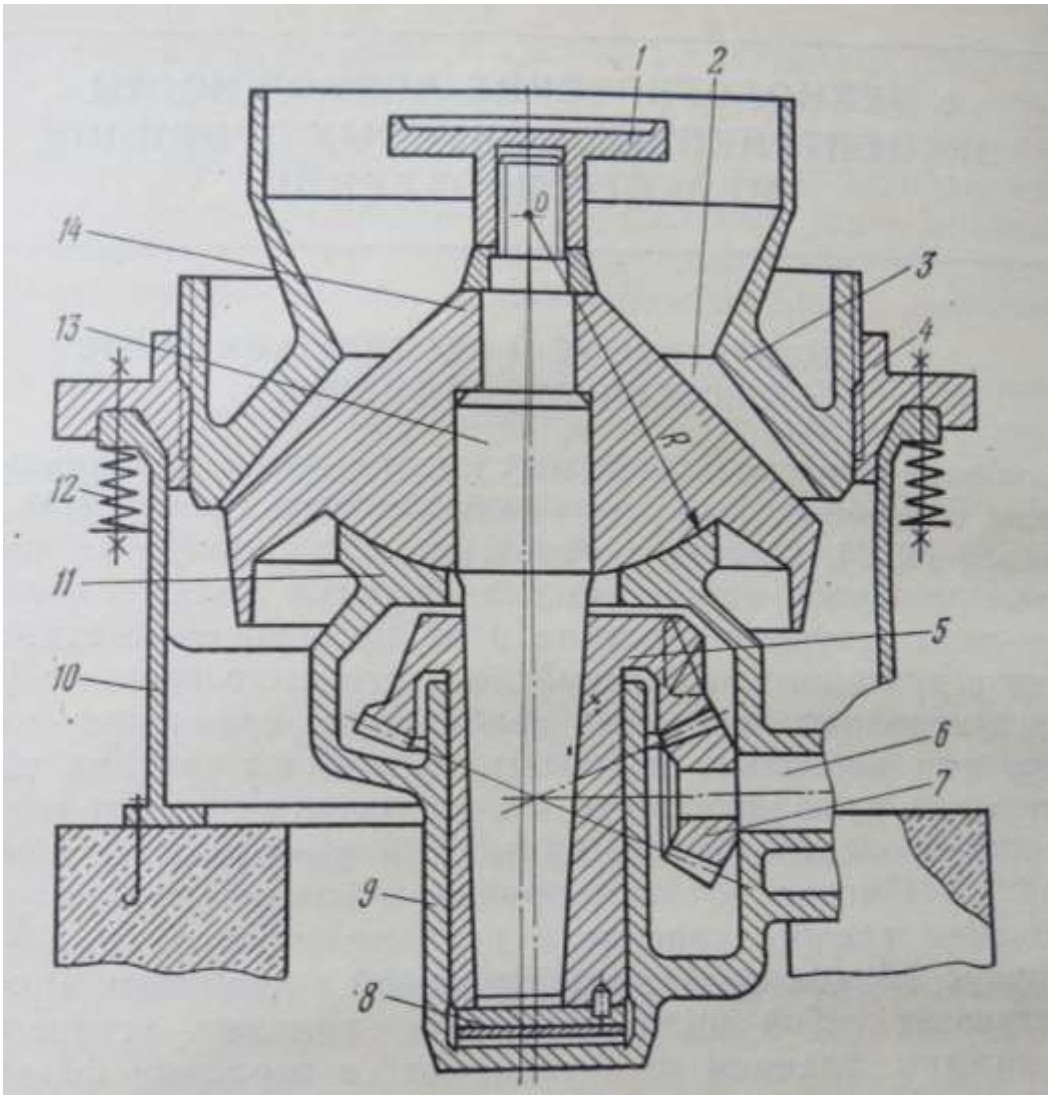


Рисунок 1.1 – Схема конусної дробарки ексцентрикового типу:
1 – завантажувальна тарілка; 2 – приймальна щілина; 3 – нерухома чаша; 4 – кільце; 5 – ексцентриковий стакан; 6 - передатний механізм; 7 – пара конічних шестірень; 8 – підпя’тник; 9 – циліндрична втулка; 10 – корпус; 11 – сферичний підшипник; 12 – пружина; 13 – вал; 14 – дробильний конус

Під час обертального руху ексцентрикового стакану вісь валу 13 описує конічну поверхню з вершиною в точці *О*. Завдяки цьому дробильний конус з кільцевою футерівкою з марганцевистої сталі здійснює кругові хитання, в процесі яких він то наближається до внутрішньої поверхні конічної чаші, то віддаляється від неї. В момент зближення конусу з чашею матеріал між ними

дробиться за рахунок роздавлювання і стирання, а при їхньому розходженні зруйновані шматки розвантажуються у спеціальний жолоб і подаються до системи цехового транспорту.

Матеріал, що завантажується у дробарку, потрапляє з живильного лотка на завантажувальну тарілку , яка призначена для рівномірного розподілення гірської породи навколо дробильного конусу в приймальній щілині 2.

Кільцевий простір між дробильним конусом і нерухомою чашею нижче приймальної щілини умовно називається паралельною зоною. Кожен шматок матеріалу, що проходить через дробарку, в процесі цього руху піддається двом-трьом стисканням в цій зоні. Найменша відстань між дробильним конусом і конічною чашею під час їхнього максимального зближення визначає мінімальний розмір дробленого продукту, що виходить з дробарки через розвантажувальну щілину. Тому чаша встановлюється таким чином, щоб відстань між дробильним конусом та її футерівкою при крайньому верхньому положенні конусу було трохи меншим, ніж потрібний розмір цього вихідного продукту.

Змінення його крупності можливо шляхом переміщення чаші у гвинтовій нарізці кільця 4 за допомогою спеціального поворотного пристрою.

Установочні болти з пружинами 12 призначені для утримання чаші у потрібному положенні під час роботи дробарки. В разі потрапляння в дробарку недробимого предмету (наприклад, металевого) зусилля, що передається на пружини, різко зростає і вони піднімають чашу. Це призводить до збільшення ширини розвантажувальної щілини і полегшує видалення недробимого предмету з машини без ушкодження її конструкції.

Довжина паралельної зони в конусних дробарках середнього дроблення складає 1/10-1/12 діаметру дробильного конусу, а в дробарках дрібного дроблення – 1/6 діаметру.

Конусні дробарки обладнуються системою примусового змащення механізмів. Рідке мастило подається в установку за допомогою насосу під екс-

центриковий стакан, а звідти – в порожнину під валом та на конічні шестірні, після чого зливається через спеціальну трубу.

Кут захвату матеріалу α в дробарках КСД і КМД має бути меншим подвійного кута тертя і зазвичай дорівнює 18^{o}.

Частота обертання дробильного конусу (об/хв.) визначається за формулою:

$$n = 60\sqrt{\frac{6g(sin\,\gamma - f\,cos\,\gamma)}{D}},$$

де g – прискорення вільного падіння; γ – кут нахилу бічної поверхні дробильного конусу відносно його підстави; f – коефіцієнт тертя ковзання; D – діаметр дробильного конусу.

Вагова продуктивність дробарки (т/год.):

$$Q = 6\pi nSlkD\delta,$$

де S – ширина паралельної зони; l – довжина паралельної зони; k – коефіцієнт розпушення матеріалу на виході з дробарки; δ – густина дробленого матеріалу.

Конусні ексцентрикові дробарки вигідно відрізняються від дробарок інших типів своєю здатністю переробляти сировину достатньо високої міцності та абразивності при незначних зміненнях технологічних показників.

Але у відкритому циклі роботи вони мають невеликий ступінь дроблення – не більше 4-6. До інших факторів, що обмежують їхні технологічні параметри, можна віднести:

- еліптичність та неконцентричність броньових деталей конусів;
- підвищені радіальні зазори в приводному ексцентриковому механізмі;
- чутливість до нерівномірності завантаження початковим матеріалом;
- обмежену частоту хитань рухомого конусу;
- відсутність відпрацьованих способів та засобів кількісної оптимізації живлення.

Другим за розповсюдженням типом дробильного обладнання є щокові дробарки. Перше технічне рішення такої машини з кривошипно-шатунним механізмом і двома щоками (рухомою і нерухомою) з'явилося в середині XIX століття в США (фірма «Блек»). Воно було настільки вдалим, що в цілому конструкція залишилася незмінною до нашого часу. Дробарка «Блек» за допомогою системи важелів, ексцентриків і розпірних плит здатна руйнувати найміцніші та найтвердіші гірські породи. Зараз існує багато удосконалених різновидів щокових дробарок. Основні відомі типи з ексцентриковим приводом показані на рис. 1.2.

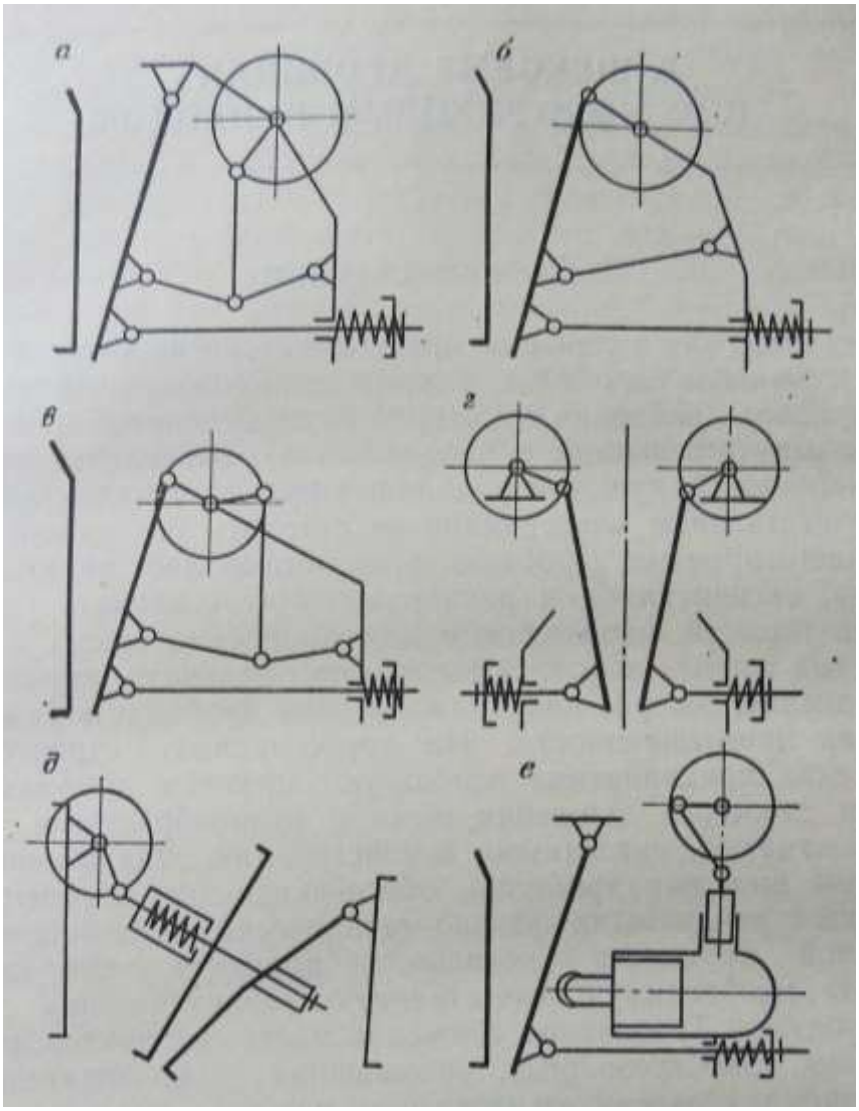


Рисунок 1.2 – Схеми щокових дробарок з ексцентриковим приводом:
а – з простим рухом щоки; *б* – зі складним рухом щоки; *в* – з комбінованим рухом щоки; *г* – урівноважена дробарка зі складним рухом щоки;
д – ударна щокова дробарка фірми «Крупп» (Німеччина);
е – дробарка фірми «Голді» (Канада»)

Моделі з простим (зворотно-поступальним) рухом щоки (рис. 1.2*а*) застосовують для дроблення найбільш міцних руд і матеріалів шляхом стискання (роздавлювання) шматків гірської породи між рухомою і нерухомою щоками. Основні недоліки схеми – невисокий ступінь дроблення (3-4) та лещадна (плоска) форма шматків готового продукту.

Щокові дробарки зі складним рухом щоки (по замкненій криволінійній траєкторії) (рис. 1.2*б*) більш придатні для переробки матеріалів середньої міцності. Тут, на додаток до деформацій стискання шматків використовуються зусилля стирання матеріалу між плитами. Удосконалені моделі цієї схеми можуть руйнувати й міцні матеріали. Такі конструкції видають більш рівномірний за крупністю продукт з підвищеним вмістом дрібних класів.

Дробарки розробки інституту ВНДІбуддормаш з комбінованим рухом щоки (рис. 1.2*в*) призначені в основному для дроблення вологих та глинистих матеріалів. Дробильна щока в них має найбільш раціональний рух, вільний від недоліків попередніх двох різновидів дробарок.

Урівноважені конструкції щокових дробарок зі складними рухами обох щік та динамічним характером їхнього впливу на матеріал (рис. 1.2*г*) рекомендується застосовувати для переробки глинистої сировини середньої міцності. Вони відрізняються наявністю двох рухомих щік, які хитаються синхронно і протифазно по еліптичним траєкторіям в одній площині (рис. 1.3). Щоки впливають на матеріал більш динамічно, а їхній складний синхронний рух забезпечує примусове розвантаження роздробленого продукту.

Високошвідкісні ударні установки фірми «Крупп» з широким діапазоном змінення робочих параметрів (рис. 1.2*д*) розроблені для дроблення найбільш міцних руд і матеріалів (включно із феросплавами). Дробарки мають підвищену частоту обертання ексцентрикового валу, а в шатун, який передає рух від валу на дробильну плиту, вбудована система кільцевих пружин, яка захищає дробарку від перевантажень.

Дробарки фірми «Голді» (рис. 1.2*е*) постачені гідравлічним приводом, який добре захищає механізми агрегату від аварійних перевантажень, забез-

печує автоматичне безперешкодне пропускання недробимого тіла та можливість запуску установки під завалом гірської маси.

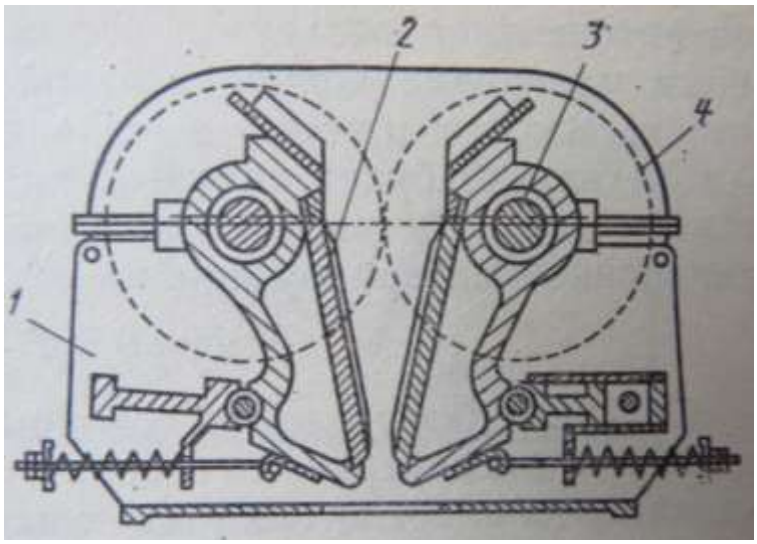
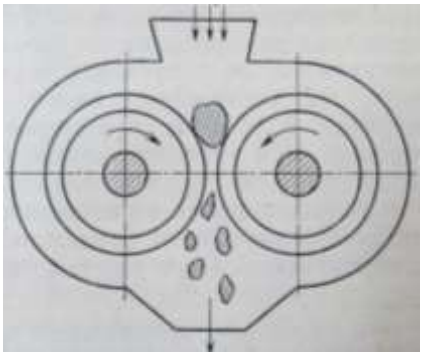


Рисунок 1.3 – Високошвидкісна щокова дробарка з двома рухомими щоками:
1 – корпус; 2 – дробильна щока; 3 – ексцентриковий вал;
4 – механічний синхронізатор

Окрім згаданих конусних і щокових конструкцій меншу, але все ж таки помітну розповсюдженість в гірничій промисловості мають дробарки валкового типу, а також установки ударної дії: молоткові та роторно-бильні.

В перших матеріал переробляється двома валками, що обертаються назустріч одного іншому (рис. 1.4). Початковий матеріал поступає в простір між валками зверху, затягується ними і дробиться, а готовий продукт випадає з дробарки знизу завдяки дії гравітації.

Початковий матеріал



Дроблений продукт

Рисунок 1.4 – Схема валкової дробарки

Валки дробарок можуть бути гладкими, рифленими та зубчастими. Гладкі руйнують матеріал роздавлюванням при обмеженому стиранні і використовуються в основному дроблення шматків твердих порід середніх та дрібних розмірів. Валки з рифлями або зубцями працюють на принципі розколювання шматків (знову ж при невеликому стиранні) і знаходять застосування для крупного і середнього дроблення слабких і середньої міцності матеріалів. Загальною рисою усіх конструкцій валкових дробарок є відсутність надлишкового подрібнення сировини.

В класичних конструкціях дробарок ударної дії руйнування матеріалу забезпечується ударним чином шляхом застосування кінетичної енергії масивних тіл. Вони добре працюють з матеріалами низької та середньої міцності, але все більше розповсюджуються і на речовини з підвищеною твердістю.

Усі ці дробарки мають у своїй конструкції високошвидкісний ротор, який обертається в робочому просторі установки, обмеженому корпусом, футерованим всередині броньовими плитами. Різниця полягає у способі закріплення на роторі спеціальних ударних тіл. В молоткових дробарках це вільно підвішені на осях молотки, а в роторно-бильних – жорстко закріплені била. На рис. 1.5 і 1.6 показані схеми основних типів відповідно молоткових та роторно-бильних дробарок ударної дії.

Принцип дії цих конструкцій однаковий: руйнування породи в них відбувається за рахунок ударів молотків чи бил по шматках матеріалу, ударів уламків цих шматків по відбійних плитах, а також роздавлювання та стирання уламків на колосниковій решітці (якщо вона є). Наявність останньої забезпечує отримання готового продукту із заданою крупністю максимального шматка. Конструкції з колосниковою решіткою використовують в основному для дрібного дроблення матеріалів.

Головною особливістю роторно-бильних конструкцій є те, що в ударах по шматках породи в них бере участь уся маса ротора. Потужні удари бил дають можливість руйнувати порівняно міцні матеріали, тому такі конструкції можна використовувати на першій стадії дроблення.

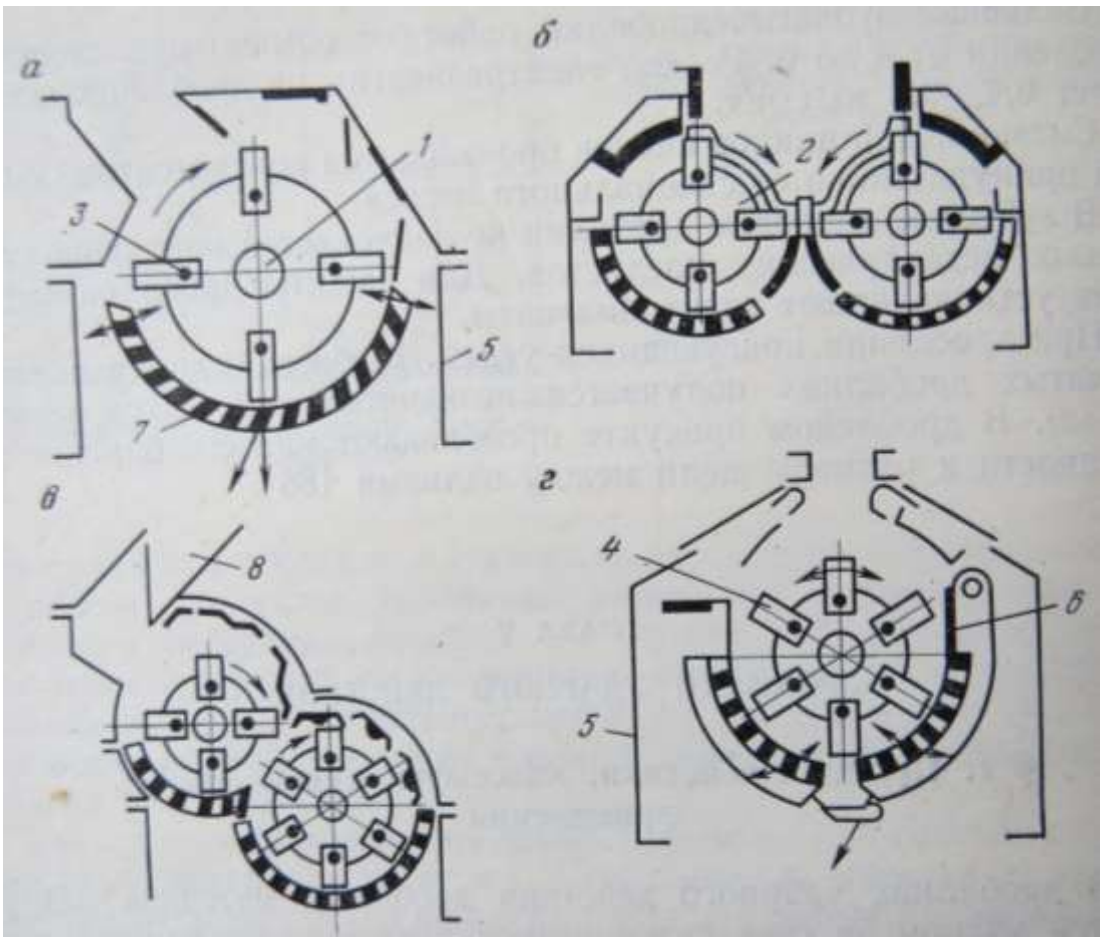


Рисунок 1.5 – Основні схеми молоткових дробарок:
а – одноротора; *б* – двороторна паралельного дроблення;
в – двороторна послідовного дроблення; *г* – одноротора реверсивна;
1 – горизонтальний вал; 2 – диски ротора; 3 – осі молотків; 4 – молотки;
5 – корпус; 6 – футерувальні плити; 7 – колосникова решітка;
8 – завантажувальна лійка

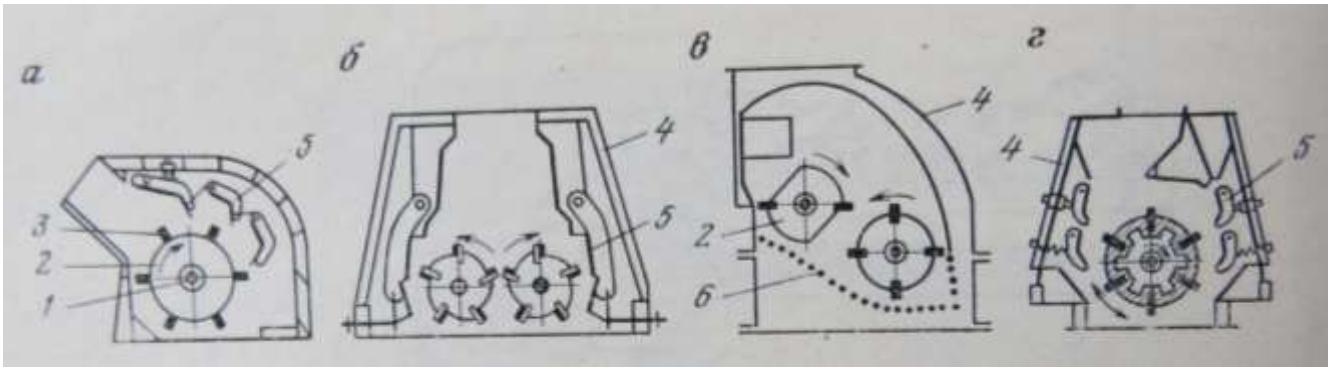


Рисунок 1.6 – Основні схеми роторно-бильних дробарок:
а – одноротора; *б* – двороторна паралельного дроблення;
в – двороторна послідовного дроблення; *г* – одноротора реверсивна;
1 – горизонтальний вал; 2 – масивний ротор; 3 – била; 4 – корпус;
5 – відбійні плити; 6 – колосникова решітка

Що стосується подрібнювального обладнання, то за характером робочого процесу (руйнування мінеральної сировини) воно в принципі не відрізняється від дробильного. В гірничій промисловості прийнята умовна межа між цими двома видами устаткування – 5 мм. Зменшення розмірів шматків порід шляхом їхнього механічного руйнування до цієї межі здійснюється в дробарках, а нижче неї – в млинах. Але за конструкцією ці машини вельми різні.

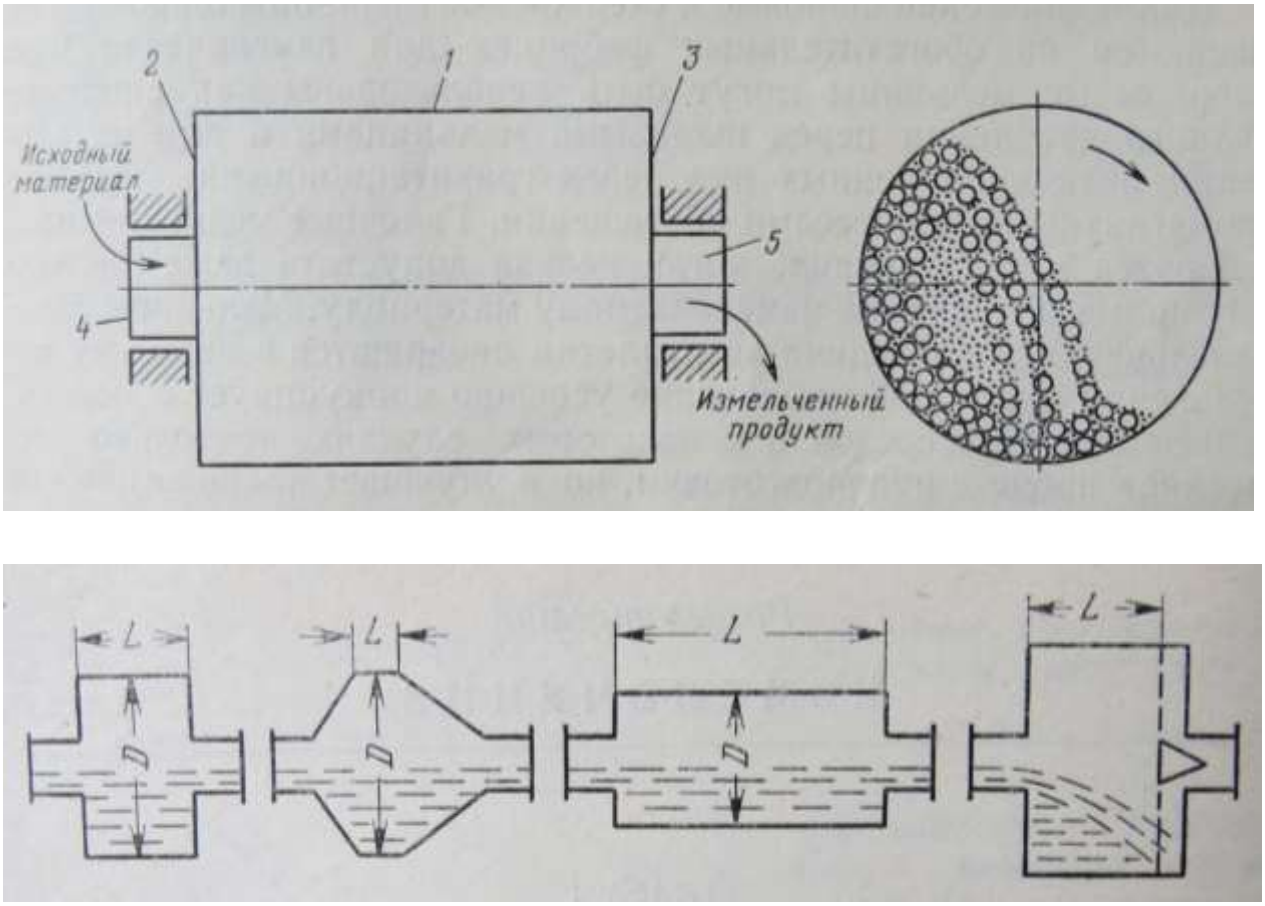
Переважне розповсюдження на сучасних гірничо-переробних підприємствах отримали млини барабанного типу. Така конструкція представляє собою пустотілий барабан 1, з двома торцевими кришками 2 і 3, обладнаними пустотілими цапфами 4 і 5 (рис. 1.7). Цапфи спираються на підшипники, а барабан має можливість обертатися навколо горизонтальної осі.

Для роботи барабан приблизно на половину свого об'єму заповнюється спеціальними подрібнювальними тілами (наприклад, металевими кулями або стрижнями, обкатаною кременевою галею, крупними шматками руди). Під час обертання барабану приводом млина ці тіла завдяки тертю відносно внутрішньої поверхні барабану захоплюються нею, піднімаються на певну висоту, а потім повертаються назад або шляхом перекочування, або в режимі вільного падіння. Порядок повертання залежить від режиму роботи установки, а він, у свою чергу – від швидкості обертання барабану. В першому випадку це так називаний каскадний режим (менша швидкість обертання; матеріал руйнується помольними тілами в основному за рахунок деформацій роздавлювання і стирання), в другому – водоспадний (більша швидкість; руйнування йде інтенсивніше в силу появи ударних навантажень).

Через одну цапфу забезпечується безупинна подача сировини, а через іншу матеріал після проходження барабану та подрібнення безперервно розвантажується. Рух матеріалу уздовж осі млина відбувається внаслідок перепаду рівнів завантаження і розвантаження та напору живлення. Додатково матеріал рухається зливним потоком води (режим мокрого подрібнення) або

повітряним потоком в разі відсмоктування повітря з барабану (режим сухого подрібнення).

В залежності від форми барабану та способу його розвантаження млини можуть бути (рис. 1.7*а-г*):



а *б* *в* *г*

Рисунок 1.7 – Схема будови, принципу дії
та основні типи млинів барабанного типу:
1 – барабан; 2, 3 – торцеві кришки; 4, 5 – порожнисті цапфи;
а – короткий циліндричний барабан; *б* – циліндроконічний барабан; *в* – довгий барабан; *г* – барабан з розвантаженням готового продукту через решітку

- циліндричними та циліндроконічними. Перші бувають короткими (довжина менше або близька до діаметру), довгими (довжина в 2-3 рази більша за діаметр) та трубними (довжина перевищує діаметр не менше, ніж у 3 рази; такі млини застосовуються у цементній промисловості);

- з центральним розвантаженням (вільний злив продукту через пустотілу цапфу) та розвантаженням через решітку.

В гірничо-переробній промисловості для подрібнення руд на збагачувальних фабриках широко використовуються циліндричні кульові та стрижневі млини. Зростає область застосування млинів самоподрібнення (помольні тіла - крупні шматки тієї ж руди). Галькові млини потрібні тоді, коли не можна допустити навіть мінімальних домішок заліза в подрібнюваному матеріалі.

1.2 Можливі перспективи удосконалення обладнання для дроблення і помелу мінеральної сировини

Виконаний вище короткий аналіз дробильно-подрібнювального обладнання свідчить, що основними машинами для дроблення мінеральної сировини є установки з ексцентриковим приводом (конусного та щокового типів). Такі конструкції мають достатньо високі техніко-економічні показники і можуть забезпечити підвищений ступінь механізації та автоматизації процесу дезінтеграції мінеральної сировини. За рахунок використання в сучасних дробильно-подрібнювальних машинах футерівок криволінійного профілю з'явилася можливість реалізації більш вигідних у силовому відношенні згинальних деформацій шматків матеріалу, які гарантують зниження величин робочих навантажень, підвищення продуктивності та отримання рівномірного за крупністю дробленого продукту.

Якщо говорити про ексцентрикові дробарки щокового типу, то удосконалені конструкції такого обладнання (див., наприклад, схеми на рис. 1.2*г,д,е*) дозволяють забезпечити:

- примусове розвантаження матеріалу та підвищення термінів служби футерівок за рахунок синхронізації ходу щік та виключення процесу стирання матеріалу (рис. 1.2*г*);

- підвищення продуктивності внаслідок прискореного просування матеріалу в робочій зоні дробарки та ударного впливу на нього нижньої щоки

(рис. 1.2*д*);

- оптимальний режим живлення установки та можливість її пуску і зупинки під завалом (рис. 1.2*е*).

Згадані конструкції мають багато інших переваг у порівнянні з традиційними схемами щокових дробарок (рис. 1.2*а,б,в*), але за великим рахунком вони все ж таки не відповідають головній вимозі, що ставиться до сучасного дробильно-подрібнювального обладнання – створення машин, які б забезпечили якісний стрибок в галузі дезінтеграції мінеральної сировини.

Багато в чому це пояснюється наявністю жорсткого кінематичного зв'язку в силових ланцюгах ексцентрикових приводів конусних і щокових дробарок, які не дають можливості суттєво підвищити інтенсивність швидкісних режимів машин. Кінематичний привод руйнує матеріал в умовах його певної деформації і не може забезпечити задане раціональне зусилля, яке б відповідало характеристикам його міцності. Такий привод обмежує можливість створення в камері дроблення значних руйнівних зусиль з високою частотою впливу, яка практично не перевершує 300 хв.$^{-1}$.

Альтернативою кінематичному приводу може бути силовий інерційний, що успішно реалізується у вібраційних конструкціях. Використання різноманітних вібраційних ефектів практично в усіх галузях економіки, яке бурхливо поширюється останніми десятиліттями, дає можливість значно підвищити швидкості протікання багатьох традиційних технологічних процесів [11-13].

Одним з найважливіших напрямків розвитку вібраційної техніки є процеси дроблення і подрібнення мінеральної сировини. Процес віброударного дроблення шматка породи у вібраційній дробарці (наприклад, щокової) виглядає наступним чином. Шматок, який потрапляє в робочу камеру установки, під дією численних силових впливів вібруючої щоки (щік) поступово обколюється за рахунок руйнування гострих виступів на його поверхні, зменшує свої розміри і з кожним ходом щоки (щік) опускається все нижче на шляху до розвантажувального отвору. Через 10-20 циклів коливань він зі

значною ймовірністю розколюється на два або декілька більш дрібних частин, які далі продовжують дробитися описаним способом, доки не досягнуть потрібних розмірів для безперешкодного виходу через розвантажувальну щілину установки. В міру сколювання виступаючих частин шматок набуває обкатаної форми, внаслідок чого зростає поверхня контактних зон, а напруження охоплюють все більший об'єм породи. Коли ці напруження досягають значення руйнівних, шматок роздроблюється.

Таким чином, найважливішою особливістю роботи вібраційної щокової дробарки є руйнування породи під дією багаторазового прикладання ударних навантажень – переважно розтягувальних, які супроводжуються стискальними в приконтактних зонах. Такі численні високочастотні деформації шматка породи сприяють розкриттю внутрішніх тріщин та накопиченню залишкових деформацій, які, врешті-решт, знижують напруження руйнування і призводять до розпаду шматка. Високочастотний режим коливання дробильної щоки (щік) обумовлює також ударний характер процесу вібраційного дроблення. Удари виникають внаслідок того, що шматок породи не встигає опуститися протягом короткочасного розсування щік, між ними виникає зазор, який потім вибирається ударним чином. Це дає можливість суттєво збільшити діючі зусилля у порівнянні з тими, що характерні для статичних методів дроблення.

За рахунок описаних вище переваг, в першу чергу використання високошвидкісних режимів роботи, які на порядок вищі у порівнянні з найбільш досконалими конструкціями щокових дробарок з ексцентриковим приводом, віброщокові установки дозволяють в 2-3 рази і більше підвищити ступінь дроблення матеріалу, знизити енерговитрати, забезпечити надійних захист установок від аварійних перевантажень та прискорений рух матеріалу через камеру дроблення. Крім того, до позитивних властивостей такого обладнання слід віднести динамічну урівноваженість системи (в разі використання схем з двома вібруючими щоками), яка дозволяє створювати мобільні полегшені

конструкції дробарок без важкого корпусу, який є основним елементом звичайних щокових дробарок.

Усе вищесказане можна віднести й до інших типів дробильно-розмельного обладнання. На рис. 1.8 разом зі щоковою приведені принципові схеми конусної і роторної дробарки, а на рис. 1.9 – вібраційних млинів [11].

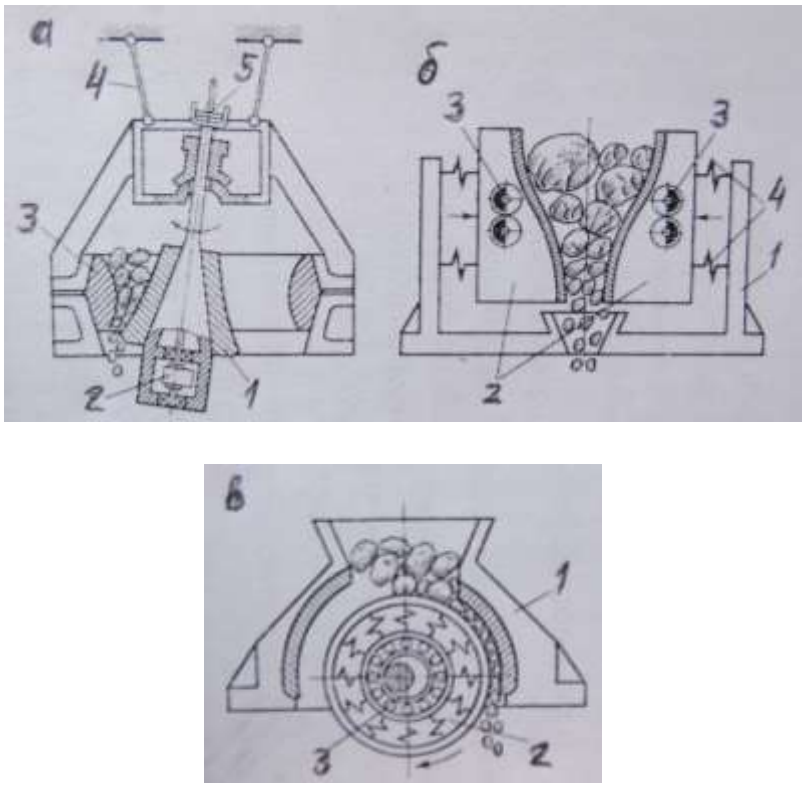


Рисунок 1.8 – Принципові схеми вібраційних дробарок:
а – конусної (1 – дробильний конус; 2 – дебалансний вібратор; 3 – корпус; 4 – підвіска; 5 – карданний приводний вал); *б* – щокової (1 – рама; 2 – дробильні щоки; 3 – інерційні самобалансні вібратори; 4 – пружні елементи); *в* – роторної (1 – корпус; 2 – пружний ротор; 3 – ексцентриковий вібратор)

У двощоковій вібраційній дробарці щоки 2 з'єднуються з рамою 1 пружними елементами 4 (рис. 1.8*б*). Коливання щік забезпечуються інерційними самобалансними вібраторами 3. Рама віброізолюється від несучих конструкцій амортизаторами. Вібраторам повідомляється синхронне обертання в протилежні боки, завдяки чому щоки рухаються у протилежних напрямках. Під час зближення відбувається процес дроблення матеріалу між ними, а при розходженні здійснюється розвантаження подрібненого продукту. За рахунок

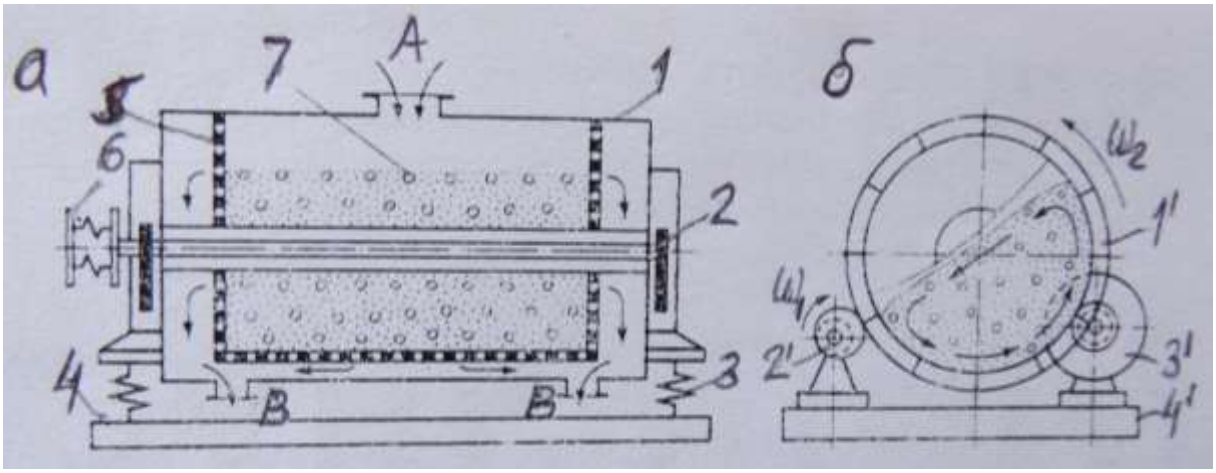


Рисунок 1.9 – Принципові схеми вібраційних млинів:
а – з інерційним приводом (1 – робоча камера; 2 – дебалансний вібратор;
3 – пружний елемент; 4 – опорна рама; 5 – калібрувальне сито;
6 – з'єднувальна муфта; 7 – помольні тіла;
А – завантаження; *В* – подрібнений продукт);
б – з ексцентриковим приводом та обертовою камерою (1' – робоча камера;
2' – приводний ексцентричний ролик; 3' – опорний ролик; 4' – рама;
ω_1 і ω_2 – кутові швидкості приводного ролика та робочої камери відповідно)

такого режиму роботи дробильні зусилля замикаються на масі матеріалу, а їхня передача на раму обмежується жорсткістю пружної системи. Реакції пружної системи на раму внаслідок її за резонансного налаштування невеликі і від кожної щоки спрямовані у протилежні боки. Тому вони практично повністю урівноважуються.

Вельми перспективні роторні вібраційні дробарки, в яких процес дроблення матеріалу виконується ексцентричним пружним ротором 2, встановленим між підпружиненими щоками корпусу 1 (рис. 1.8*в*). В корпусі дробарки передбачений вібратор 3 у вигляді ексцентрикового валу з рухомим ротором на підшипниках кочення. Ротор постачений зносостійкою зовнішньою футерівкою. Завдяки такій конструкції ротор одночасно з обертанням здійснює поступальні радіальні переміщення з ходом, що дорівнює його ексцентриситету. Зближення ротора з тією чи іншою щокою супроводжується дробленням матеріалу, який подається в дробарку зверху, а віддалення – розвантаженням дробленого продукту.

Вібраційний млин на рис. 1.9*а* складається з робочої камери 1, заповненої помольними тілами 7 (сталевими кульками або стрижнями) та одного чи декількох інерційних дебалансних вібраторів 2. Камера спирається на раму 4 через пружні елементи 3. Всередині камери встановлюються калібрувальні сита 5, через які подрібнений матеріал виводиться із зони дроблення і подається до розвантажувальних люків. Під час обертання валу інерційного вібратора камера приводиться у коливний рух. Форма траєкторії цього руху визначається конструкціями приводу та пружної системи і може змінюватися від витягнутого еліпсу до окружності. Під дією вібрації помольні тіла та оброблюваний матеріал здійснюють швидкі коливні рухи, копіюючи форму траєкторії робочої камери. Одночасно з цим уся маса завантаження повільно циркулює по замкненим еліпсоподібним траєкторіям, що визначаються стінками робочої камери. Процес подрібнення матеріалу відбувається внаслідок відносного переміщення помольних тіл та оброблюваного продукту в результаті ударів, роздавлювання та стирання. Висока частота коливань та велика кількість помольних тіл в камері створюють численні впливи на частинки матеріалу і забезпечують його продуктивне та високоякісне диспергування.

На рис. 1.9*б* показаний вібраційний млин з обертовою робочою камерою 1’ біциліндроконічної форми, конічні кінці якої спираються на опорні ролики 3’ у вигляді пневмобалонних котків, а циліндрична частина – на приводний ексцентричний ролик 2’. Діаметр останнього значно менше діаметра циліндричної частини камери, тому разом із забезпеченням високої частоти коливань він повідомляє їй повільне обертання.

1.3 Конструктивні різновиди вібраційного дробильно-подрібнювального обладнання

Вібраційні дробарки представляють собою один з прогресивних напрямків розвитку вібраційної техніки. Найбільш бурхливо удосконалюються численні конструкції щокових вібраційних дробарок. За своєю принциповою

будовою це механічні системи з неповними зв'язками, тому характер руху дробильних щік в них визначається не кінематичними параметрами, а формується в результаті впливу приводу та робочих опорів, тобто зусиль, що виникають під час дроблення породи.

Відомі в сучасній техніці схеми вібраційних щокових дробарок (рис. 1.10) можна класифікувати за такими типами: з шарнірним сполученням щоки з рамою (рис. 1.10*а-в*); із з'єднанням їх за допомогою пружних елементів (рис. 1.10*д-к*). Деякі спеціальні конструктивні схеми показані на рис. 1.10*л-о* [12].

Вібраційний метод помелу мінеральної сировини стає все більш популярним і розповсюдженим в практиці гірничо-переробної та інших галузей промисловості. Багато технологічних процесів вимагають тонкого подрібнення продуктів, адже під час зменшення розміру частинок матеріалу зростає їхня сумарна питома поверхня і підвищується однорідність, а це сприяє підвищенню швидкості протікання міжфазових процесів та отриманню кращої структури кінцевого продукту. В результаті пришвидшуються реакції, знижуються потрібні для їхнього здійснення температури, скорочуються витрати дефіцитних компонентів, а в багатьох випадках і споживання енергії.

Висока ефективність використання вібраційних млинів для тонкого подрібнення та гомогенізації широкого класу продуктів стала причиною створення різноманітних конструкцій такого обладнання. На рис. 1.11 показані деякі існуючі конструктивні схеми сучасних млинів вібраційного типу [12].

В наступних розділах роботи зроблено спробу аналізу конструктивних особливостей та розробки заходів експлуатації вібраційної дробарки інерційного типу моделі ЩІД.

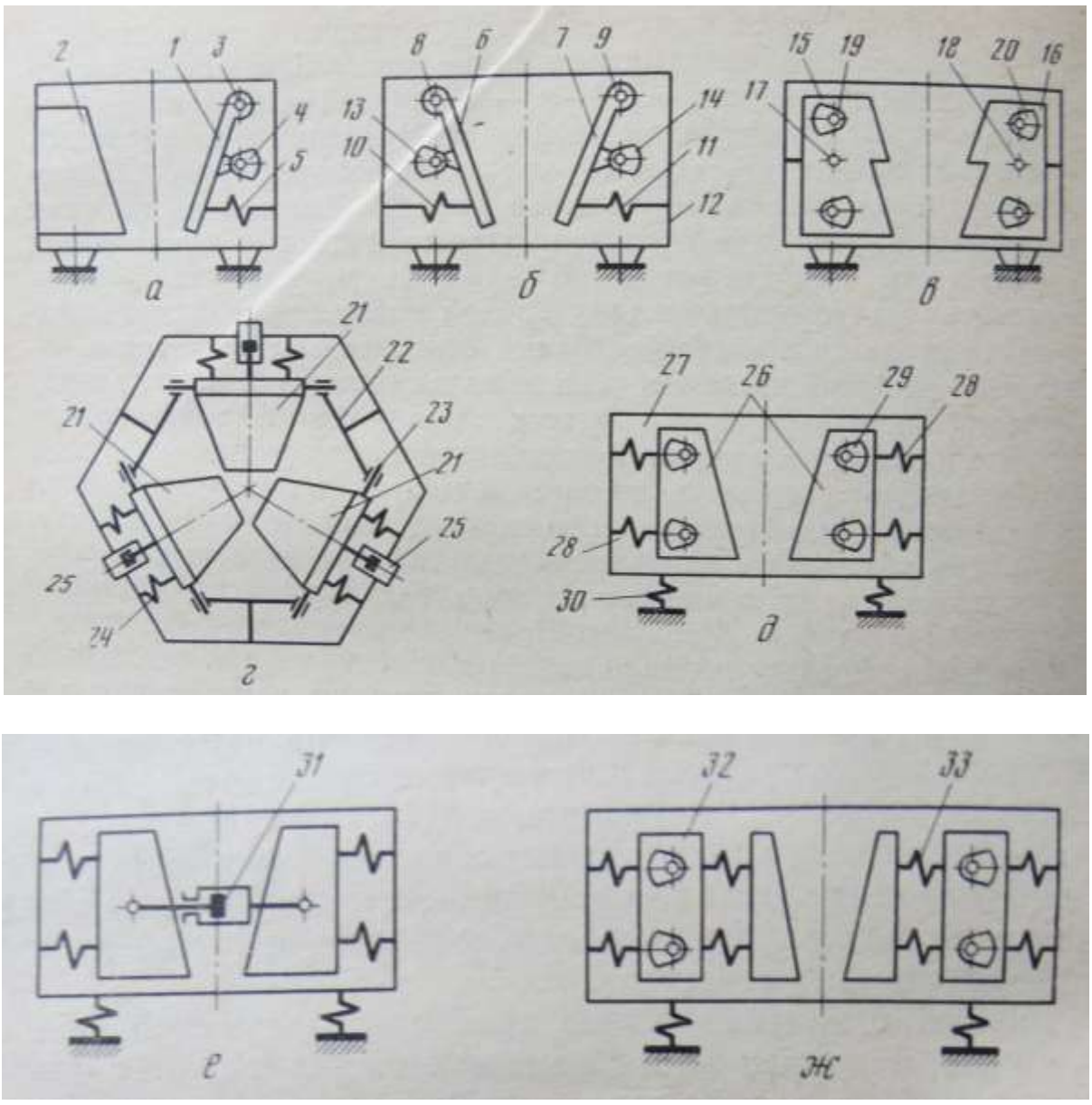


Рисунок 1.10 – Конструктивні схеми вібраційних щокових дробарок:
а – однощокова з інерційним приводом; *б* – з двома рухомими щоками;
в - двощокова з двома дробильними камерами;
г – з трьома рухомими щоками;
д, е – двощокові із самобалансними та гідравлічним вібраторами;
ж, з – двощокові з додатковими пружними зв'язками; *и* – двокамерна;
к – трьохкамерна; *л* – з еластичними щоками; *м* – з композитними пружними покриттями щік; *н* – з колосниковою решіткою; *о* – однощокова дробарка-грохот; 1, 6, 7, 15, 16, 21, 26, 39, 41, 47, 56 – рухомі щоки; 2, 37, 44 – нерухомі щоки; 3, 8, 9 – шарніри; 4, 13, 14, 32, 57 – дебалансні вібратори; 5, 10, 11, 24, 28, 33, 34, 38, 42, 51, 54, 58 – пружні елементи; 12, 22, 27, 36, 43, 55 – рами; 17, 18, 23 – осі; 19, 20 – інерційні вібратори; 25, 31 – гідравлічні вібратори; 29, 40, 45 – самобалансні вібратори; 30 – амортизатор; 35 – ударний буфер; 46 – корпус; 48 – керівний пристрій; 49 – еластичний матеріал; 50 – кулі; 52, 53 – колосникові решітки

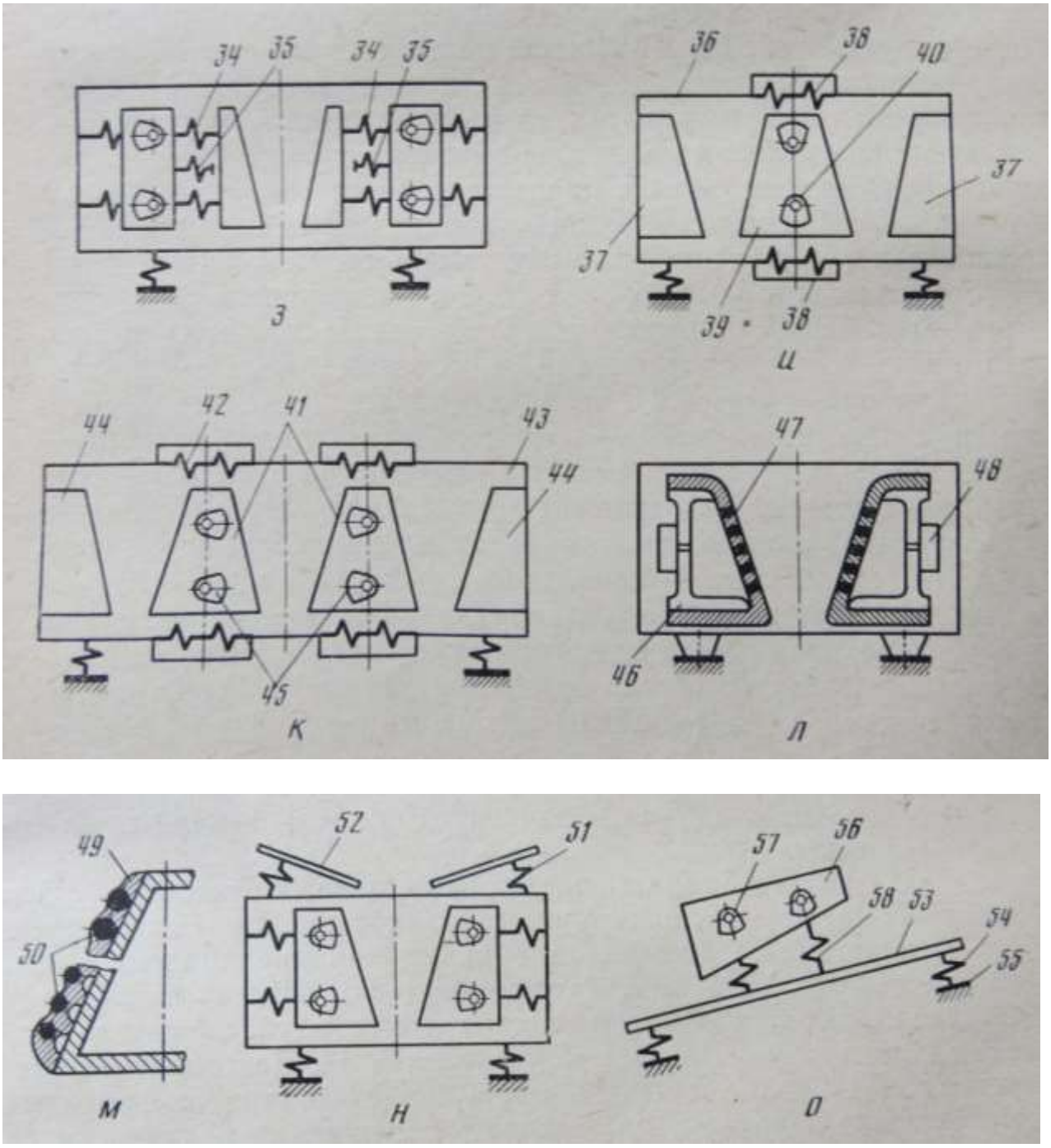


Рисунок 1.10 – Конструктивні схеми вібраційних щокових дробарок. Продовження

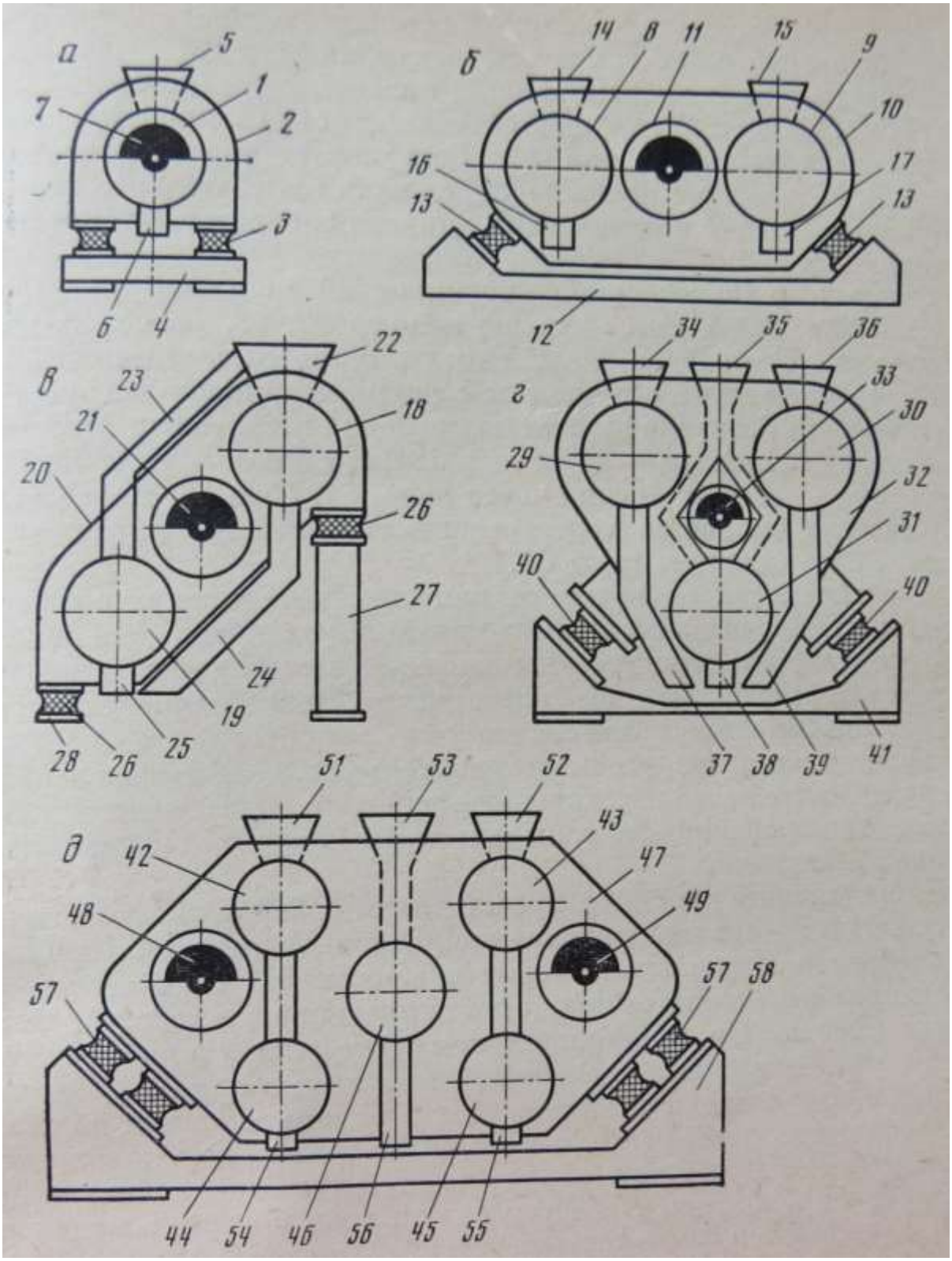


Рисунок 1.11 – Конструктивні схеми вібраційних млинів:
а – однокамерна; *б* – двокамерна з камерами на одному рівні; *в* – двокамерна з камерами на різних рівнях; *г* – трьохкамерна; *д* – пятикамерна;
1, 8, 9, 29-31 – робочі камери; 2, 10, 20, 32, 47 – кронштейни; 3, 13, 26, 40, 57 – пружні елементи; 4, 12, 41, 58 – рами; 5, 6, 14-17, 22, 34-39, 51-56 – люки;
7, 11, 21, 33, 48, 49 – інерційні дебалансні вібратори;
18, 19, 42-46 – контейнери; 23-25 – трубопроводи; 27, 28 – стояки

2 ЗАГАЛЬНИЙ ОПИС КОНСТРУКЦІЇ УСТАНОВКИ

2.1 Призначення виробу

Щокова дробарка інерційного типу моделі ЩІД призначена для середнього дроблення мінеральної сировини (рудних і нерудних матеріалів) середньої міцності та міцних.

2.2 Технічна характеристика дробарки

Головні параметри призначення інерційної дробарки ЩІД приведені в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Технічна характеристика щокової дробарки інерційного типу ЩІД

Найменування параметру	Значення параметру
Розміри завантажувальної щілини, мм:	
довжина	730
ширина	400
Розміри розвантажувальної щілини, мм:	
довжина	730
ширина	20
Ступінь дроблення	20
Продуктивність технічна, т/год., не менше	60
Встановлена потужність, кВт:	
приводу коливної щоки	55
приводу вібраційної щоки	30
Частота обертання ексцентрикового валу, об /хв.	286
Частота коливань вібраційної щоки, Гц	25
Габаритні розміри, мм, не більше:	
довжина	3400
ширина	2300
висота	2600
Маса, кг, не більше	9200

2.3 Будова та принцип дії дробарки

Складальне креслення дробарки приведено на рис. 2.1 та на демонстраційних листах 1 і 2.

Основна конструкція дробарки через дванадцять пружин стискання 27 спирається на раму 14. Остання має просторову форму, зварену з двотаврів та листової сталі, та отвори для закріплення на фундаменті за допомогою анкерних болтів. Для фіксації пружин на основній конструкції та рамі передбачені спеціальні стакани. Таким чином забезпечується віброізоляція дробарки під час її роботи.

Основна конструкція представляє собою станину 2, на якій змонтовані практично усі вузли дробарки (за виключенням приводу однієї з двох щік установки, для якого використовується окрема рама 15).

Будова станини показана на рис. 2.2. Це потужна зварна конструкція коробчастої форми, яка утворює дві бічні нерухомі стінки робочої зони дробарки. Інші дві стінки рухомі – їхню роль відіграють дві дробильні щоки установки (коливна та вібраційна).

Масивна коробчаста конструкція коливної дробильної щоки 3 (див. рис. 2.1) виконана з товстих сталевих листів за схемою з нижнім підвісом і має в нижній своїй частині вісь обертання з опорами ковзання і системою примусового їхнього змащення. З боку робочої зони щока захищена дробильною плитою 35, що виготовлена із зносостійкої сталі 110Г13Л і має зубчасту поверхню у вигляді трикутних в поперечному перетині виступів, розташованих у напрямку руху матеріалу від завантажувального отвору до розвантажувальної щілини дробарки. Кріплення плити до щоки – за допомогою болтів 54 спеціальної конструкції.

Коливний рух щоки (використовується простий рух, при якому щока, повертаючись навколо своєї осі на невеликий кут у той чи інший бік, робить порівняно прості обертально-поступальні переміщення) забезпечується ексцентриковим приводом наступної конструкції.

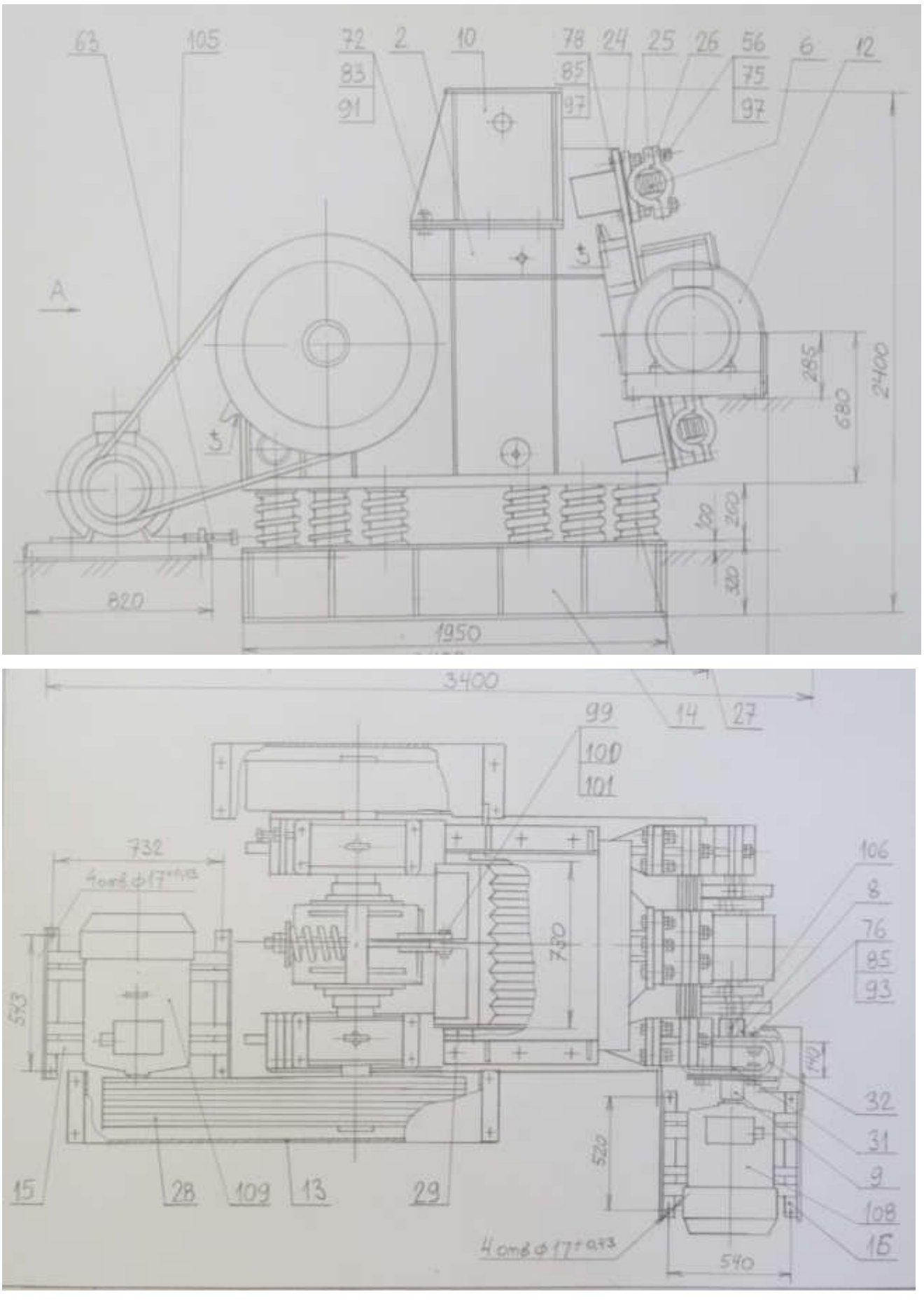


Рисунок 2.1 – Складальне креслення щокової дробарки ЩІД

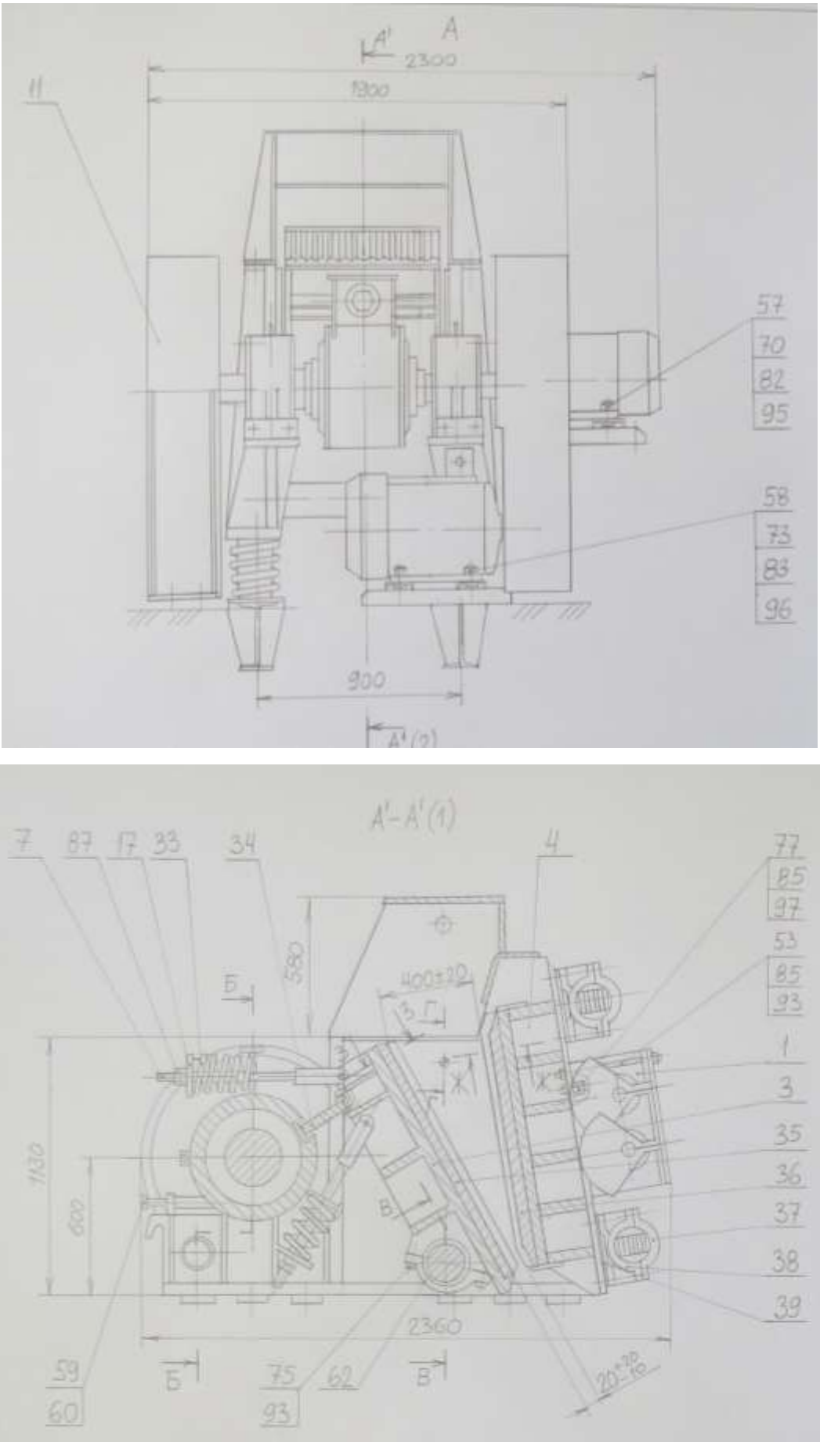
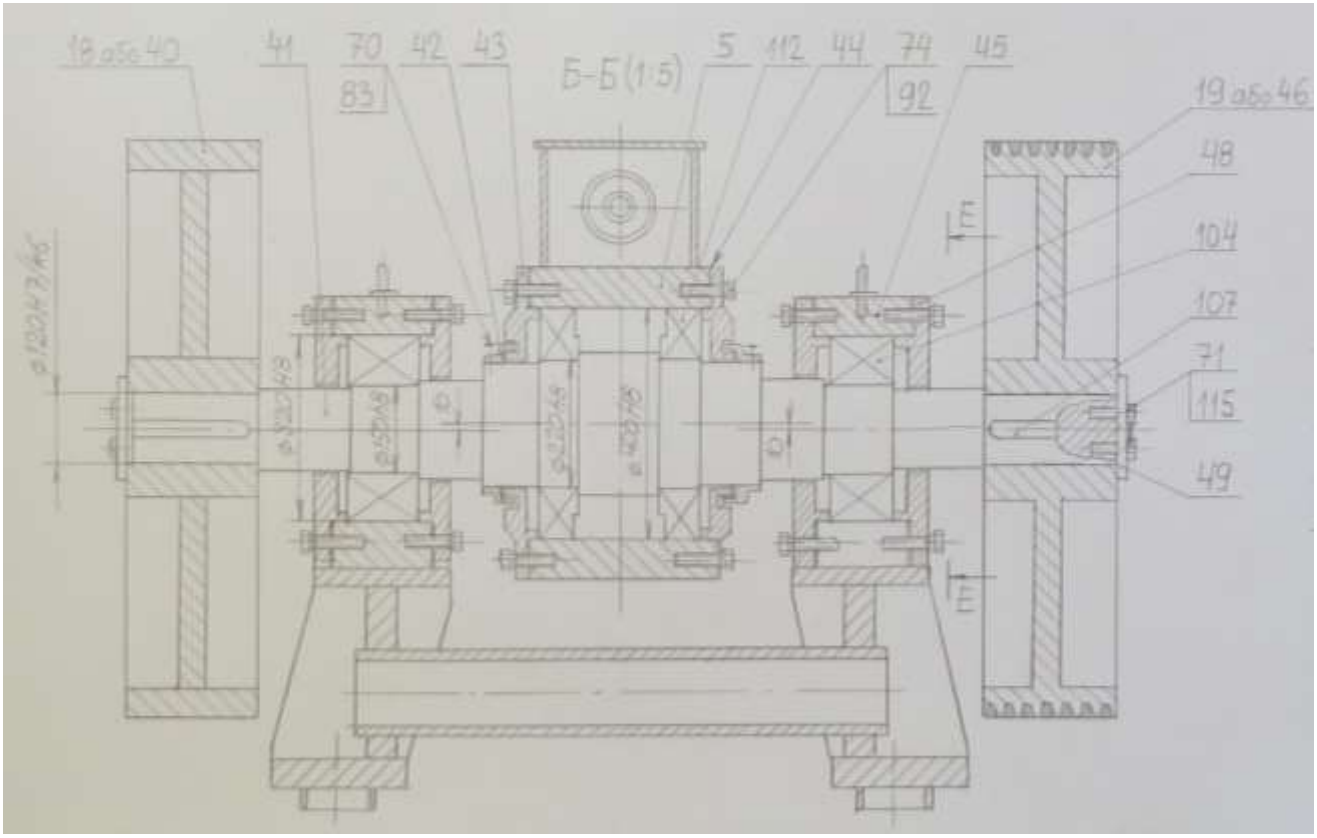


Рисунок 2.1 – Складальне креслення щокової дробарки ЩІД. Продовження



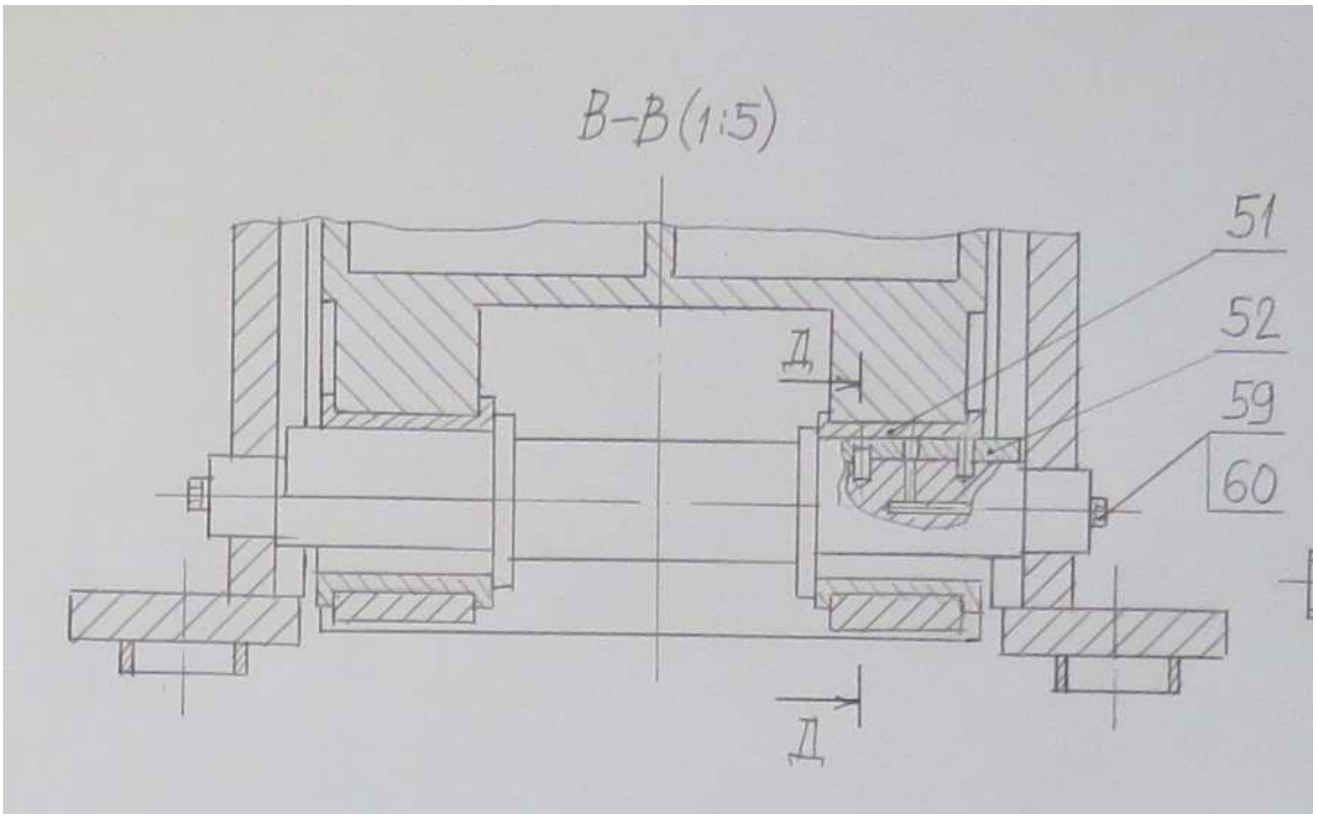


Рисунок 2.1 – Складальне креслення щокової дробарки ЩІД. Продовження

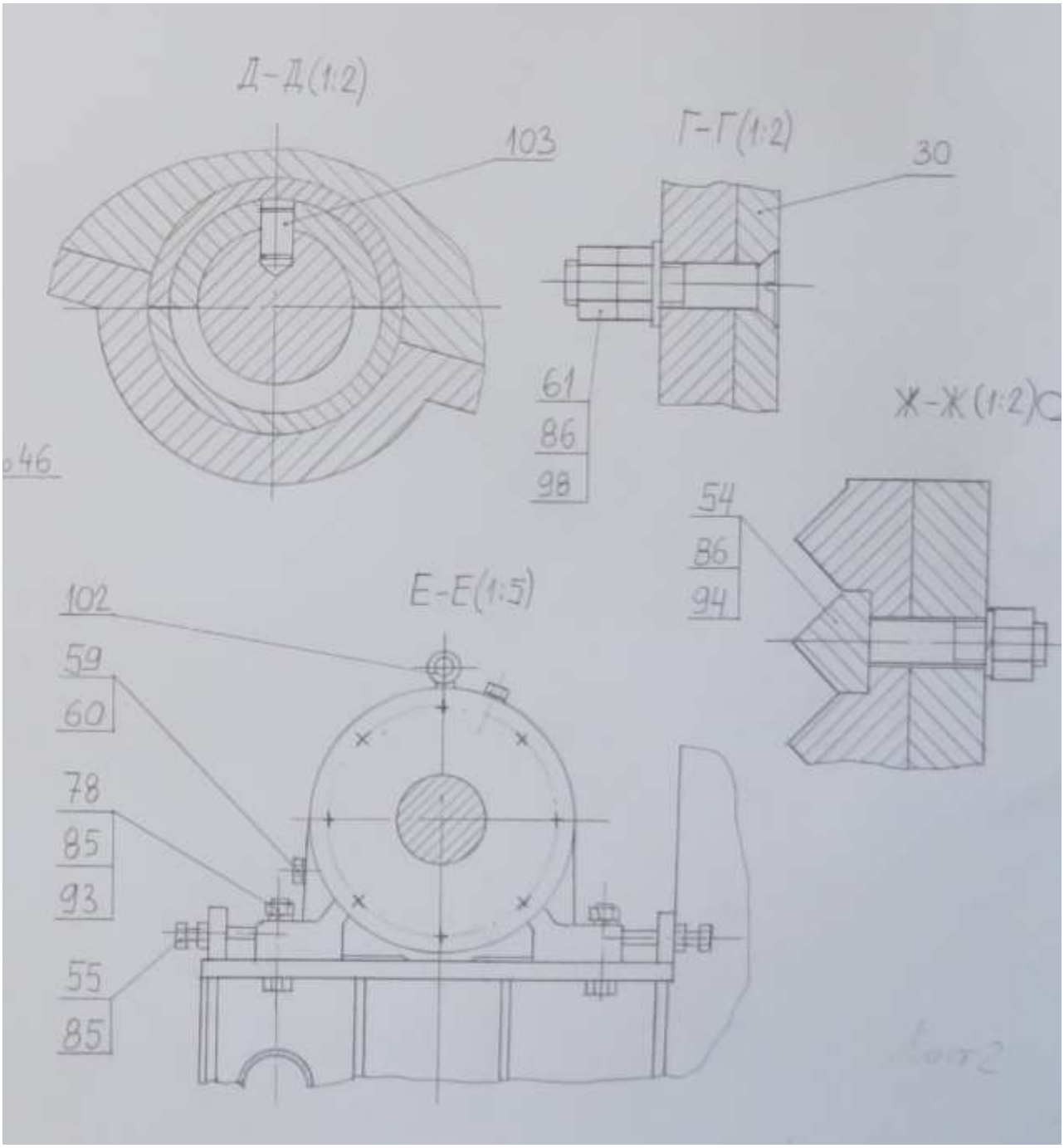


Рисунок 2.1 – Складальне креслення щокової дробарки ЩІД. Продовження

Вал 41 ексцентрикового механізму, креслення якого показано на рис. 2.3, спирається на два підшипники № 3630 (роликові, дворядні, сферичні – поз. 104 на рис. 2.1), що мають здатність самоустановлюватися і добре працювати в умовах змінних навантажень та можливої неспіввісності опор (до 20 мм). Останнє важливо в нашій конструкції, тому що ці підшипники змонтовані в окремих корпусах 45.

Середня частина валу виконана з ексцентриситетом у 10 мм щодо осі його обертання і контактує з циліндричним корпусом 5, пов'язаним з коливною щокою за допомогою розпірної плити 34. Плита лежить своїми протилежними ребрами в спеціальних гніздах корпуса і щоки.

Під час обертання валу завдяки його ексцентриситету і двом роликовим пі-дшипникам корпус не обертається, але робить коливний рух з круговою траєкторією і розмахом коливань 20 мм (амплітуда – 10 мм). Це кругове коливання перетворюється у зворотно-поступальне, спрямоване в бік коливної щоки уздовж
розпірної плити, за допомогою двох тяг 7, шарнірно закріплених на щоці з можливістю амортизації щодо корпусу через пружини 33.

Обертальний момент передається на ексцентриковий вал від електродвигу-на 109 (тип 4А225М4У3 ДСТУ 19523, N = 55 кВт, n = 1500об/хв.), змонтованого, як було сказано вище, на окремій рамі 15, віброізольованій від основної рами дробарки. В якості механічної передачі використана клинопасова. Натяг пасів 105 (8 шт.) забезпечується гвинтом 63 натяжного механізму приводного двигуна. Ведучий шків 28, конструкція якого показана на рис. 2.4, насаджений на вихідний вал приводного двигуна. Ведений шків 19 (або 46) (див. рис. 2.1) передачі монтується на одному консольному кінці вала, а на іншому встановлений маховик 18 (або 40). Останній, конструкція якого показана на рис. 2.5 та на демонстраційному листі 4, має однакову з веденим шківом вагу і призначений для динамічного врівноваження валу. Конструкції шківа і маховика можуть бути як суцільними (наприклад, відлитими), так і збірними (наприклад, зварними). В усіх випадках обов'язкове потрібно робити балансування обох деталей. Величини їхнього радіального биття не повинні перевищувати 0,5 мм. Шків і маховик закріплені на валу за допомогою шпонкового з'єднання 107 (див. рис. 2.1) і торцевих упорних шайб 49 з болтами 71. З безпекових розумінь шків і маховик закриті спеціальними захисними огородженнями 11.

Напроти коливної щоки встановлена вібраційна щока 4. Вона також з боку робочої зони дробарки футерована змінною дробильною плитою 36 і має коробчасту форму, показану на рис. 2.6 та на демонстраційному листі 3. Конструкція змінної дробильної плити приведена на рис. 2.7. Вона практично аналогічна дробильній плиті коливної щоки і виготовлена з того ж матеріалу.

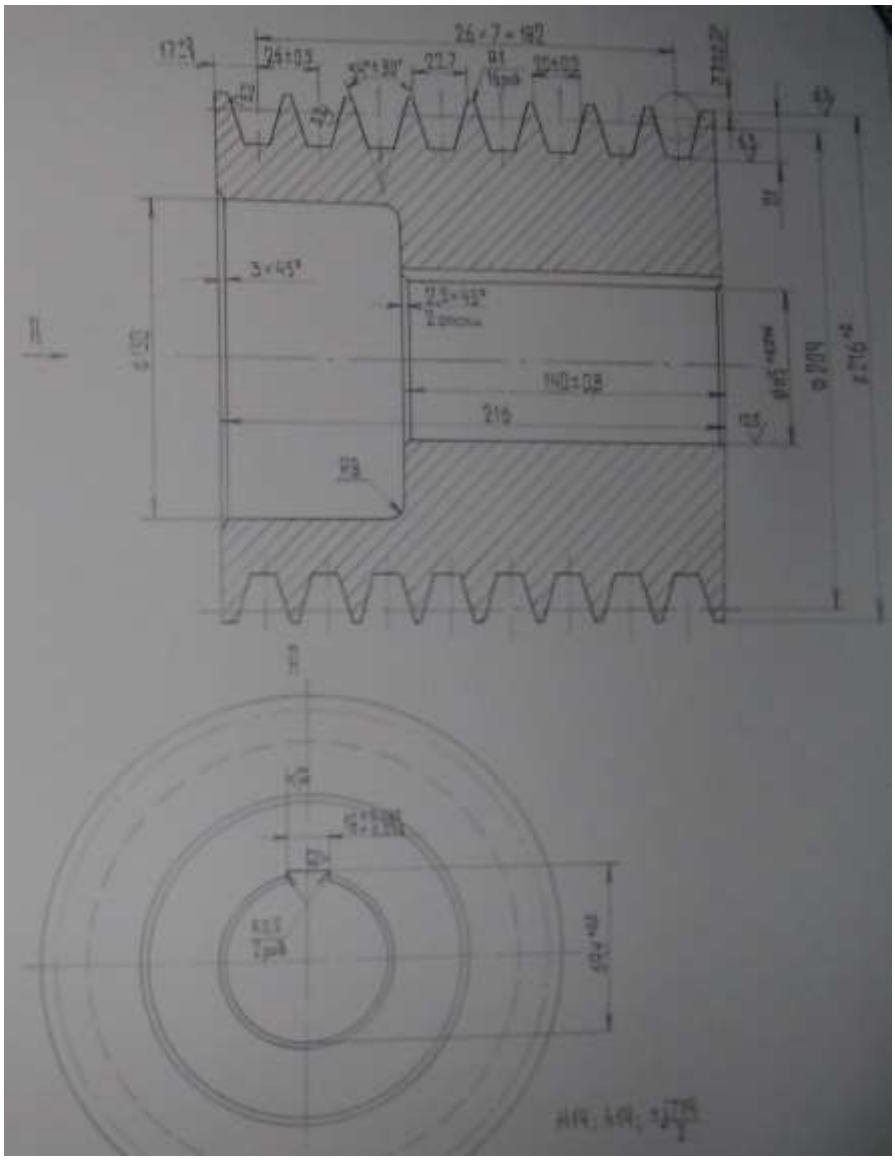


Рисунок 2.4 – Ведений шків клинопасової передачі
приводу коливної щоки дробарки

Із зовнішнього боку щоки до неї прикріплений болтами 77 двохвальний самобалансний інерційний вібропривод 1 (див. рис. 2.1) традиційної конструкції. На кожнім валу приводу встановлено по два дебаланси, а в силу того,

що лінія, яка з'єднує центри обертання валів, паралельна до робочої поверхні дробильної плити щоки, результуючим напрямком генерованих приводом коливань буде перпендикулярний до цієї поверхні. Тобто, віброщока під час роботі то наближатиметься до коливної щоки, то віддалятиметься від неї. Дебаланси представляють собою неурівноважені маси, центр ваги яких зміщений відносно осі їхнього обертання.

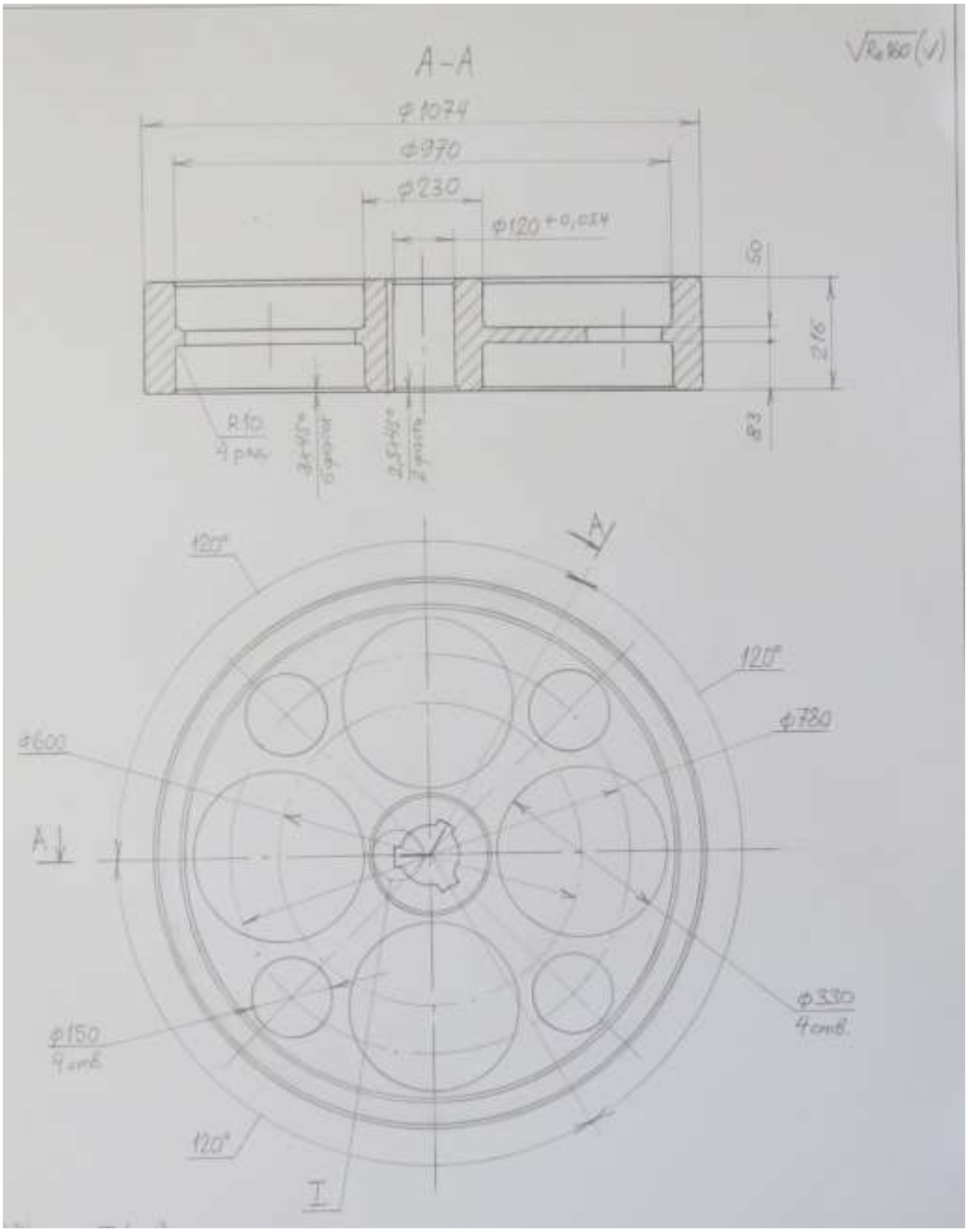


Рисунок 2.5 – Маховик ексцентрикового валу приводу коливної щоки дробарки

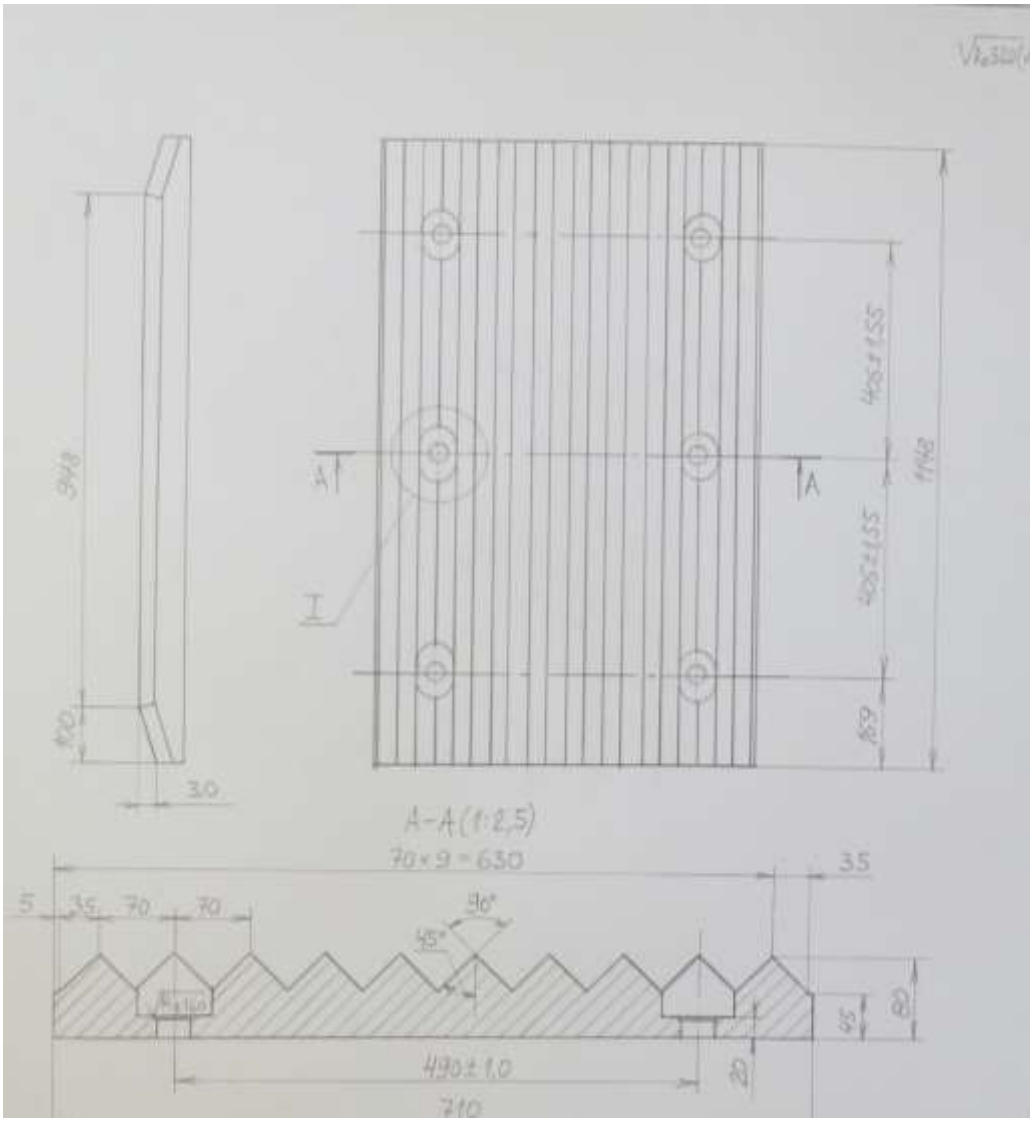
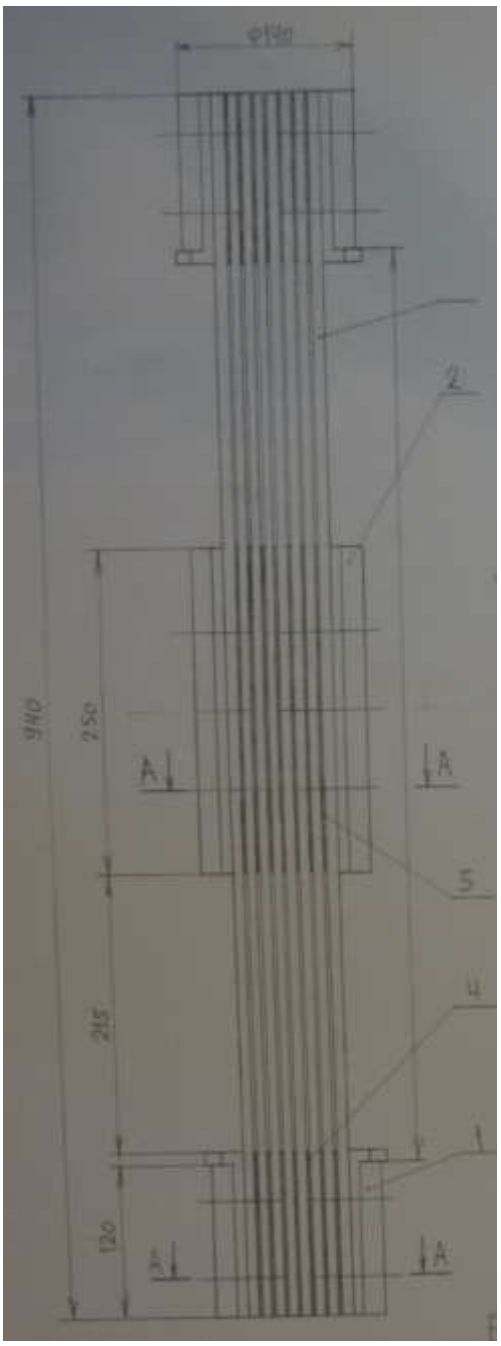


Рисунок 2.7 – Дробильна плита вібраційної щоки дробарки

Обертання ведучого вала віброприводу забезпечується окремим електродвигуном 108 (тип 4А180М4У3 ДСТУ 19523, N = 30 кВт, n = 1500об/хв.), також змонтованим на віброізольованій від дробарки рамі 15, через пелюстькову муфту, що складається ведучої 9 і веденої 8 півмуфт та двох пелюсток 32, виготовлених з обрізків конвеєрної стрічки. Передача крутного моменту від ведучого валу віброприводу до веденого здійснюється за допомогою зубчастих коліс з передатним відношенням i = 1 (на рис. 2.1 не показані).

Вібраційна щока підвішена на середніх частинах двох ресорних пакетів 6, що своїми крайніми частинами закріплені на станині дробарки. Конструкція пакетів показана на рис. 2.8.

У верхній частині станина має завантажувальну камеру, руда в яку може подаватися, наприклад, стрічковим конвеєром, чи будь-яким іншим механізмом. Бічні нерухомі стінки робочої зони дробарки також футеровані змінними захисними плитами.



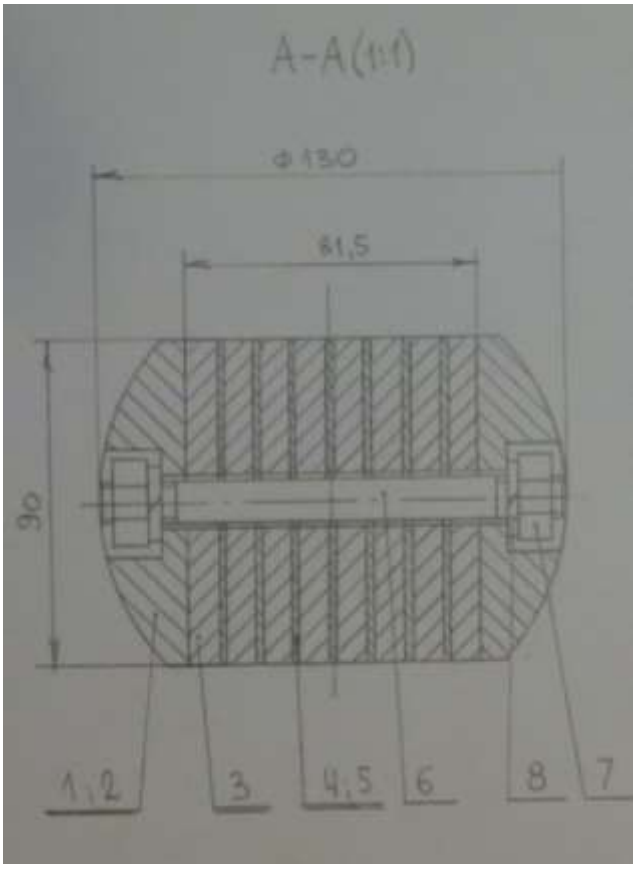


Рисунок 2.8 – Ресорний пакет підвіски вібраційної щоки дробарки

3 АНАЛІЗ КОНСТРУКТИВНИХ ОСОБЛИВОСТЕЙ УСТАНОВКИ

3.1 Основні принципи конструювання та розрахунку віброщокових дробарок

Під час проектування щокових дробарок вібраційного типу необхідно вирішити наступні задачі:

- забезпечити найбільш акцентовані ударні навантаження вібраційних щік на шматки мінеральної сировини з метою ефективного використання цього явища для дроблення гірських порід та інших міцних матеріалів.

Для досягнення цього результату потрібно піддати шматки високочастотним зустрічним ударам. Важливо при цьому забезпечити максимальне наближення центрів ваги щік до зони удару. Чим жорсткіше буде удар, тим більша частка його енергії піде на руйнування матеріалу, а менша – на пружну деформацію елементів, що співударяються;

- реалізувати режими прискореного проходження матеріалом робочої порожнини дробарки з метою підвищення її продуктивності.

Для цього слід надати щокам такі режими руху, при яких вони в момент зближення рухаються вниз і підвищують швидкість затисненого матеріалу в напрямку розвантаження, а при розходженні – нагору, збільшуючи відносне переміщення дробарки та матеріалу під час розвантаження готового продукту. Такий режим руху щік можна отримати, якщо дебаланси вібраторів будуть обертатися у напрямку, протилежному кутовому переміщенню щік;

- виключити можливість передачі реактивних ударних імпульсів від дробильних щік на решту конструктивних елементів установки.

Для захисту підвіски щоки від ударних навантажень на неї та її привод потрібно розміщувати центр удару в зоні контакту щік. А сам дебалансний привод має бути пружно підвішений відносно елементів, що співударяються;

- виконати умову, при якій забезпечується синхронний та синфазний

режим роботи дробарки;

- врахувати можливість проведення на дослідних зразках дробарок різноманітних експериментів та замірів. Прикладом можуть бути дослідження роботи дробарок з ударом і без удару щік; з різними статичними моментами дебалансів; з різними кутовими швидкостями дебалансів; з різними ступенями притискання щік.

3.2 Розрахунки робочих та конструктивних параметрів дробарки

3.2.1 Розрахунок потужності двигуна ексцентрикового механізму коливної щоки

Навантаження на електродвигун при дробленні матеріалу залежить від багатьох факторів (фізико-механічних властивостей матеріалу, що дробиться, розмірів кусків, ступеня подрібнювання, величини камери дроблення, зносу дробильних плит тощо), частина з яких не може бути врахована в явному вигляді. Тому дотепер не існує обґрунтованих теоретичних залежностей, що дозволяють об'єктивно оцінити необхідну потужність двигуна.

Зазвичай користуються емпіричними формулами, отриманими в результаті аналізу практичної експлуатації того чи іншого дробильного устаткування щокового типу.

Найбільш відомою є формула Л.Б. Левенсона, виведена на підставі гіпотези дроблення Кирпічова-Кіка [10]:

$$N = \frac{\sigma^2 \omega L\left(B^2 - e^2\right)}{24E}, \text{ Вт},$$

де σ – межа міцності матеріалу, що дробиться, Н/м^2; ω – кутова швидкість приводного валу ексцентрикового механізму, с$^{-1}$; L – довжина камери дроблення, м; B – ширина завантажувального отвору, м; e – ширина розвантажувальної щілини, м; E – модуль пружності матеріалу, що дробиться, Н/м^2.

Для нашого випадку приймаємо:

$\sigma = 5 \cdot 10^7$ Н/м^2; $L = 0,73$ м; $B = 0,4$ м; $e = 0,02$ м; $E = 10^{10}$ Н/м^2;

$$\omega = \frac{\pi n_{â}}{30} = \frac{3,14 \cdot 286}{30} \approx 30\,\text{с}^{-1}$$

Тут $n_{â}$ = 286 об/хв. – частота обертання ексцентрикового валу (обрана з конструктивних розумінь).

Тоді маємо:

$$N = \frac{\left(5 \cdot 10^7\right)^2 30 \cdot 0,73\left(0,4^2 - 0,02^2\right)}{24 \cdot 10^{10}} \cong 36000 Âò = 36\,\text{кВт}.$$

Встановлена потужність двигуна:

$$N_{дв} = 1,5N = 1,5 \cdot 36 = 54\,\text{кВт}.$$

Вибираємо електродвигун 4А225М4У3 за ГОСТ 19523-74, N = 55 кВт, n = 1500 об/хв.

3.2.2 Кінематичний розрахунок приводу коливної щоки

Передатне число клинопасової передачі:

$$i_{пер} = \frac{n_{дв}}{n_{в}} = \frac{1500}{286} \cong 5,24.$$

Величини діаметрів шківів (ведучого і веденого) вибираємо виходячи з раціональності конструктивної схеми приводу:

D_1 = 204 мм; D_2 = 1068 мм.

Під час розрахунку клинопасової передачі спочатку необхідно знайти величину швидкості пасу [14]:

$$v_{рем} = \frac{\pi D_1 \cdot n_{дв}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,204 \cdot 1500}{60} = 16\ \text{м/с}.$$

Для більше 10 м/с та здатності передавати потужності від 30 до 60 кВт слід вибирати паси типів *В* і *Г* (ДСТУ 1284). Вибираємо пас типу *В*, що має b_p = 19 мм, h = 13,5 мм, F_o = 230 мм^2.

Приймаємо величину коефіцієнту ковзання $\varepsilon = 0,01$ (зазвичай він коливається від межах 0,01 до 0,02). Звідси уточнена величина діаметру веденого шківа становитиме:

$$D_2^{'} = i_{ïåð} \cdot D_1\left(1-\varepsilon\right) = 5,24 \cdot 204\left(1-0,01\right) = 1058\,\text{мм}.$$

Приймаємо $D_2^{'} = 1060$ мм.

Фактичне передатне число:

$$i'_{пер} = \frac{D_2^{'}}{D_1\left(1-\varepsilon\right)} = \frac{1060}{204\left(1-0,01\right)} = 5,25.$$

Відхилення від заданої величини не перевищує 0,2%.

Орієнтовно приймаємо мінімальну міжосьову відстань:

$$A = 0,55\left(D_2^{'} + D_1\right) + h = 0,55\left(1060 + 204\right) + 13,5 = 708,7 \text{ мм}.$$

Розрахункова довжина пасу:

$$L_{ðåì} = 2À + \frac{\pi}{2}\left(D_2^{'} + D_1\right) + \frac{\left(D_2^{'} - D_1\right)^2}{4A} =$$

$$= 2 \cdot 708,7 + \frac{3,14}{2}\left(1060 + 204\right) + \frac{\left(1060_204\right)^2}{4 \cdot 708,7} = 3660 ì \ ì$$

Знову ж таки, з точки зору раціональності схеми беремо більшу довжину пасу, адже з метою віброізоляції приводний двигун монтується на окремій рамі, віднесеної від основної рами дробарки. З огляду на це, приймаємо:

$$L'_{рем} = 4500 мм = 4,5\,\text{м}.$$

Кількість пробігів пасу за секунду:

$$И = \frac{v_{рем}}{L'_{рем}} = \frac{16}{4,5} \cong 3,56c^{-1} < [И] = 10c^{-1},$$

тобто маємо допустиме число пробігів.

Остаточна величина міжосьової відстані буде:

$$À' = \frac{2L_{ðåì} - \pi\left(D'_2 + D_1\right) + \sqrt{\left[2L'_{ðåì} - \pi\left(D'_2 + D_1\right)\right]^2 - 8\left(D'_2 - D_1\right)^2}}{8} =$$

$$= \frac{2 \cdot 4500 - 3,14\left(1060 + 204\right) + \sqrt{\left[2 \cdot 4500 - 3,14\left(1060 + 204\right)\right]^2 - 8\left(1060 - 204\right)^2}}{8} = 1381ì \ ì$$

Малий шків охоплюється пасом на куті:

$$\alpha_1 = 180° - 57° \frac{D'_2 + D_1}{A'} = 180° - 57° \frac{1060 + 204}{1381} = 128°.$$

Для клинопасової передачі зазвичай рекомендується $[\alpha_1] \geq 120^o$, отже отримана величина нас влаштовує.

Корисне припустиме напруження у пасі:

$$[K_n] = [K_o] C_\alpha C_v C_p C_G, \text{ Н/мм}^2,$$

де $[K_o]$ – приведене корисне припустиме напруження у пасі для критичного значення коефіцієнту тяги, $[K_o]$ = 2,58 Н/мм^2; C_α – коефіцієнт кута обхвату, C_α = 0,9; C_v – швидкісний коефіцієнт:

$$C_v = 1,05 - 0,0005v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 16^2 = 0,92;$$

C_p – коефіцієнт навантаження і режиму роботи, C_p = 0,9; C_G – коефіцієнт, що враховує вид передачі і її розташування, C_G = 1.

Тоді маємо:

$$[K_n] = 2,58 \cdot 0,9 \cdot 0,92 \cdot 0,9 \cdot 1 = 1,92 \text{ Н/мм}^2.$$

Величина окружного зусилля:

$$P = \frac{N_{äâ}}{v_{ðåì}} = \frac{55}{16} = 3,44 êÍ \ = 3440 \text{ Н.}$$

Потрібна кількість пасів:

$$F = z \cdot F_o = \frac{P}{[K_n]} = \frac{3440}{1,92} \cong 1790 \text{ мм}^2,$$

де $[K_n]$ = 0,88 - питоме окружне зусилля, що допускається.

Тоді маємо:

$$z = \frac{F}{F_o} = \frac{1790}{230} = 7,78.$$

Приймаємо z = 8.

Зусилля попереднього натягу пасів:

$$S_o = F\sigma_o = zF_o\sigma_o = 8 \cdot 230 \cdot 1,18 = 2171 \text{ Н,}$$

де σ_o = 1,18 Н/мм^2 – величина напруження в пасі (вибирається за таблицями [14]).

3.2.3 Вибір електродвигуна приводу вібраційної щоки

Потужність електродвигуна буде обумовлюватися необхідною величиною змушеного зусилля, яке забезпечить вібраційна щока і яке буде витрачатися на руйнування матеріалу.

Величину змушеного зусилля приймаємо виходячи з результатів експериментальних досліджень:

$$F_B = 200 кН = 20000 \text{ кГс.}$$

Величина F_B і потужність електродвигуна пов'язані виразом:

$$F = 375\frac{N}{A\omega},\ \text{кГс}\cdot\text{с}^2,$$

де N – потужність у кВт; A – амплітуда коливань щоки, м; ω – кругова частота коливань щоки, с^{-1}.

Приймаємо $A = 3$ мм $= 3\cdot10^{-3}$ м.

Частоту коливань щоки приймаємо рівною 25 Гц, тобто n = 1500 кол./хв.

Така частота найбільш раціональна для руйнівного впливу на матеріал.

Тоді:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3{,}14\cdot1500}{30} = 157\,\text{с}^{-1}.$$

Звідси маємо:

$$N = \frac{FA\omega}{375} = \frac{20000\cdot3\cdot10^{-3}\cdot157}{375} \cong 25\ \text{кВт}.$$

Вибираємо електродвигун 4А180М4У3 за ГОСТ19523-74, N = 30 кВт; n = 1500 об/хв.

3.3 Загальна оцінка технічного рівня конструкції дробарки

Розглянуті вище особливості конструктивного виконання дробарки дають можливість зробити наступний висновок: установка представляє собою своєрідну комбінацію традиційного щокового дробильного обладнання та сучасного вібраційного.

Дійсно, вона має дві рухомі щоки, одна з яких (див. поз. 3 на рис. 2.1) постачена класичним ексцентриковим приводом і працює за схемою дробарок з простим рухом щоки (див. рис. 1.2*а*), а друга (див. поз. 4 на рис. 2.1) забезпечує вібраційний вплив на подрібнюваний матеріал, найбільш сприятливий для його руйнування. Завдяки такому підходу дробарка реалізує суттєво інтенсивніший режим роботи. Достатньо сказати, що ступень подрібнення

установки зросла в декілька разів у порівнянні з відомими конструкціями щокових дробарок з ексцентриковим приводом – з 3-4 (див. п. 1.1) до 20.

В якості приводу вібраційної щоки дробарки використовується віброзбудник інерційного (дебалансного) типу. Таке рішення забезпечує низку переваг даній конструкції, а саме:

- по-перше, відсутність кінематичного зв'язку між обертовими дебалансами та щокою захищає останню разом з її приводом і силовою передачею (а паралельно й другу коливну щоку) від руйнування в разі потрапляння в робочу зону дробарки металевих сторонніх предметів;

- по-друге, дробарку можна запускати під навантаженням, тобто з матеріалом в робочій зоні. Більше того, такий режим роботи може вважатися оптимальним;

- по-третє, висока частота коливань вібраційної дробильної щоки забезпечуватиме внаслідок отримання високого ступеню подрібнення суттєве зниження питомих витрат енергії та налипання в'язких матеріалів на щоки.

Створення розглянутої конструкції дозволяє вирішити деякі задачі проектування такого типу обладнання, зазначені вище, в п. 3.1. Це стосується першої задачі, адже вібраційна щока нашої дробарки забезпечує високочастотну (25 Гц) ударну обробку матеріалу, яка діятиме в усій робочій зоні камери дроблення. Для вирішення другою задачі можна легко підібрати потрібний напрямок обертання дебалансів інерційного приводу вібраційної щоки. Третя задача автоматично вирішується завдяки пружній підвісці дебалансного вібратора за допомогою ресорного пакету (див. поз. 6 на рис. 2.1).

Таким чином, можна вважати, що розглянута конструкція щокової дробарки має високий технічний рівень, який, у свою чергу, гарантує отримання високих техніко-економічних показників під час її експлуатації.

4 РОЗРОБКА ЗАХОДІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ВИРОБУ

4.1 Загальні зауваження

Операції дроблення та подрібнення мінеральної сировини (наприклад, рудної) в технологічному сенсі утворюють єдину технологію – підготовку руди до збагачення. Для її реалізації потрібно вартісне та енергоємне важке обладнання, що розташовується в найбільш складних спорудах збагачувальних фабрик. Значення процесів дроблення і подрібнення для отримання високих технологічних показників якості концентратів та вилучення металів дуже важливе для усіх типів руд і суттєво зростає під час переробки тонко вкраплених та комплексних руд.

Високі результати збагачення та надійна експлуатація обладнання визначальним чином залежать від оптимальності технологічної схеми, ефективності устаткування та раціональної компоновки будівель, споруд і машин, вибір яких має відповідати фізичним, мінералогічним та структурно-текстурним характеристикам перероблюваної сировини, масштабу виробництва та специфічним умовам об’єкту.

Для найбільш ефективної роботи рудопідготовчих переділів зазвичай вирішують наступні задачі:

- технологічні – вибір схем дроблення та подрібнення, числа стадій, крупності продуктів тощо;

- технічні – вибір та створення нового найбільш високопродуктивного, надійного та зносостійкого обладнання;

- проектні – компонування схем та обладнання цехів.

Основним показником схем дроблення і подрібнення є число стадій, яке залежить від крупності видобутої руди та кінцевого продукту, а також технічних можливостей існуючих машин.

Щокові дробарки в основному застосовуються на І стадії дроблення. У зв’язку з цим для їхнього завантаження рудою будують спеціальні приймаль-

ні лійки або бункери, з яких руду подають в дробарку пластинчастим живильником. Іноді для відсіву дріб'язку перед дробаркою встановлюють колосниковий грохот. Дроблений продукт розвантажується з дробарки на стрічковий живильник, який подає сировину на наступну стадію дроблення.

Довга та за можливості безвідмовна робота електромеханічного обладнання, до якого відносяться й щокові дробарки, неможлива без продуманих і правильно організованих заходів його експлуатації. Весь життєвий цикл машини від її створення у вигляді проекту і виготовлення в металі аж до списання зношеної конструкції в утиль має відбуватися під гаслом забезпечення максимального рівні надійності виробу. А для підтримки постійного працездатного стану техніки потрібно користуватися системою планово-попереджувальних ремонтів та технічного обслуговування машин [9,15].

Розглянемо, які саме заходи слід виконувати на етапах життєвого шляху вібраційної щокової дробарки ЩІД.

4.2 Транспортування і зберігання машини

Транспортування устаткування із заводу-виготовлювача на підприємство-споживач здійснюється за допомогою відповідних транспортних засобів (залізничних, автомобільних, морських), з дотриманням усіх вимог та заходів безпеки, що існують в цих галузях.

Згідно з вимогами державних стандартів для організації операцій транспортування, зберігання та складування пропонованої конструкції дробарки ставляться наступні умови:

- для транспортування з точки зору дії на машину механічних факторів – Л за ДСТУ 23170;

- для транспортування з точки зору дії на машину кліматичних факторів – 8 (ОЖЗ) за ДСТУ 15150;

- для тимчасового зберігання машини протягом періодів припинення її використання за призначенням – ОЖ4 за ДСТУ 15150;

- для складування – під навісом за умови обов’язкової консервації виробу.

В разі порушення умов транспортування та зберігання конструкції (наприклад, перевищення терміну зберігання, невиконання правил транспортування і зберігання, потрапляння вологи в середину конструкції, ушкодження зовнішніх захисних покрить вузлів і деталей тощо) установка має бути повторно законсервована з обов’язковим відновленням захисних покрить.

Максимальний термін зберігання дробарки – не більше 18 місяців від дня постачання її споживачу.

4.3 Підготовка обладнання до монтажу

Перед монтажем установки вона має бути перевірена на комплектність та загальний технічний стан конструкції. Машина повинна мати необхідні захисні пломби та постачена комплектом технічної документації.

Важливе значення має ретельна підготовка надійного фундаменту для машини, адже вона буде діяти на свої опорні конструкції не лише статичними зусиллями,обумовленими її власною вагою та постійно діючими робочими навантаженнями, але й значними динамічними впливами, що притаманні вібраційним машинам. Для забезпечення надійної віброізоляції фундаменту потрібно мати вичерпні дані про фізико-механічні властивості грунту, на якому від зводиться, серед яких найбільш важливими є несуча здатність, максимальний рівень грунтових вод, ступінь промерзання у зимовий період тощо. Як показує практичний досвід, максимальні навантаження на грунти створюють дробарки щокового та конусного типів.

Якщо розташування фундаменту планується в середині промислової споруди та у безпосередній близькості від фундаментів інших машин, необхідно дотримуватися рекомендованих відстаней до стін, колон, балок та вказаного обладнання. Вага фундаменту повинна бути на порядок вищою ваги самої машини (принаймні, в 5-10 разів більшою).

Безпосередньо перед початком монтажу конструкцію дробарки потрібно очистити від захисних мастил, перевірити технічний стан робочих поверхонь деталей і різьбових сполучень. Усі виявлені недоліки мають бути усунуті до початку монтажу.

4.4 Монтаж дробарки

Порядок монтажу будь-якого механічного обладнання докладно викладений у керівництві з його експлуатації, розробленої проектувальниками виробу. Суворе дотримання усіх вимог цієї інструкції є абсолютно обов'язковим, адже від нього залежатиме рівень надійності майбутнього використання установки за призначенням. Підйомно-транспортне устаткування, що знадобиться для цього, має відповідати встановленим документацією вимогам з точки зору вантажопідйомності.

Під час установки дробарки потрібно дотримуватися обмежень максимальних відхилень її положення у просторі, а саме:

- від горизонталі в поперечному напрямку – не більше 0,1 мм/м;
- від горизонталі у поздовжньому напрямку – не більше 0,5 мм/м;
- перекосу відносно основних осей – 0,5 мм/м.

Після закінчення монтажу машини потрібно попередньо перевірити на холостому ходу роботу її електроприводу, переконатися у правильності здійснених робіт і заправити мастилом усі точки змащення.

4.5 Підготовка до роботи

Спочатку потрібно зробити спробний пуск (обкатування) установки протягом 3-5 хвилин для виявлення можливих несправностей. Якщо вони є, їх слід негайно усунути. За відсутності останніх процес обкатування слід продовжити з метою перевірки технічного стану трансмісії (наприклад, на предмет можливого перегріву, який не повинен перевищувати 70^{o}C). Загаль-

на тривалість процесу обкатування в холостому режимі роботи може сягати декількох годин.

Після завершення цього етапу необхідно перевірити стан усіх відповідальних вузлів та деталей установки з виконанням потрібних дій щодо регулювання та налаштування кріпильних з'єднань, підшипникових вузлів, зубчастих та клинопасових передач.

Далі обкатування здійснюється в умовах робочих навантажень, які поступово підвищуються від мінімальних до номінальних значень. Кожен ступінь зміни навантажень робиться через 3-8 годин роботи, а загальна тривалість робочого обкатування може досягати трьох діб. Дуже важливо при цьому реєструвати основні показники призначення машини та оцінювати їхній рівень у порівнянні з вимогами технічної документації.

Після закінчення процесу обкатування машину готують до передачі в експлуатацію. Ступінь її готовності до цього перевіряють за такими зовнішніми ознаками, як сталий режим роботи установки без надмірного биття валів та шківів, нормальна температура підшипникових вузлів та тертьових поверхонь, забезпечення паспортної продуктивності тощо.

В разі виконання цих вимог машина передається в експлуатацію зі складанням відповідного приймально-передатного акту.

4.6 Порядок роботи

Перед роботою випробують дробарку на холостому ходу і за відсутності несправностей приступають до роботи. Запуск дробарки бажано робити без матеріалу в камері дроблення, однак можливі запуск і зупинка машини під навантаженням.

Звичайний порядок роботи такий: запускають дробарку і після виходу її на номінальний режим роботи починають завантаження. Не можна допускати переповнення завантажувальної камери, а також слід вчасно забирати дроблений матеріал з-під розвантажувальної щілини. Під час роботи необ-

хідно періодично контролювати температуру підшипників ексцентрикового валу.

Перед зупинкою дробарки все ж таки бажано припинити подачу матеріалу, переробити матеріал у дробарці і тільки після цього зупинити її.

4.7 Можливі несправності та методи їхнього усунення

Перелік можливих несправностей дробарки приведений в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Можливі несправності конструкції та методи їхнього усунення

Найменування несправності	Причина виникнення несправності	Рекомендований спосіб усунення несправності
Низька продуктивність установки	Нерівномірність подачі матеріалу	Відрегулювати подачу матеріалу
Стукіт у дробарці	Ослаблено кріплення футерівок	Перевірити й затягнути кріплення
Нагрів підшипників вище допустимої температури	Недостатнє змащення вузлів і деталей тертя	Додати мастила
Підвищена вібрація деталей та вузлів дробарки	Ослаблено затягування болтових кріплень	Затягнути та зашплінтувати болтові кріплення

4.8 Порядок технічного обслуговування дробарки

Види і періодичність технічного обслуговування дробарки приведені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 – Види й періодичність технічного обслуговування дробарки

Види технічного обслуговування	Періодичність виконання робіт	Зміст робіт
Післязмінний огляд	Щоденно після закінчення робочої зміни	Очищення робочої камери дробарки (за необхідності), огляд дробильних плит, футерівок, приводів
Профілактичний огляд	Один раз на тиждень	Огляд та затягування кріплень, перевірка наявності змащення у підшипниках
Контрольний огляд	Перед початком експлуатації, після монтажу або значних перерв в роботі	Те саме Перевірка двигунів Перевірка з'єднань вузлів, а також рам з фундаментами
Поточний ремонт	При перестановках дробарки на нове місце роботи	Те саме Заміна розпірної плити Перевірка стану метало-конструкцій

4.9 Демонтаж установки

Демонтаж здійснюється в порядку, зворотному викладеному у п. 4.4.

ВИСНОВКИ

В роботі розглянуто конструктивні та експлуатаційні особливості щокової дробарки вібраційного типу.

На відміну від традиційних конструкцій в цій в якості приводів дробильних щік використовуються інерційні (дебалансні) віброзбудники. Таке рішення забезпечує низку переваг даній конструкції.

По-перше, відсутність кінематичних зв'язків між обертовими дебалансами та щоками захищає останні (а також привод і силові передачі) від руйнування в разі потрапляння в робочу зону дробарки металевих сторонніх предметів.

По-друге, дробарку можна запускати під навантаженням, тобто з матеріалом в робочій зоні. Більше того, такий режим роботи може вважатися оптимальним.

По-третє, висока частота коливань дробильних щік забезпечуватиме більш високий ступінь подрібнення, зниження питомих витрат енергії та налипання в'язких матеріалів на щоки.

Таким чином, розглянута конструкція щокової дробарки має високий технічний рівень, який, у свою чергу, гарантує отримання високих техніко-економічних показників під час її експлуатації.

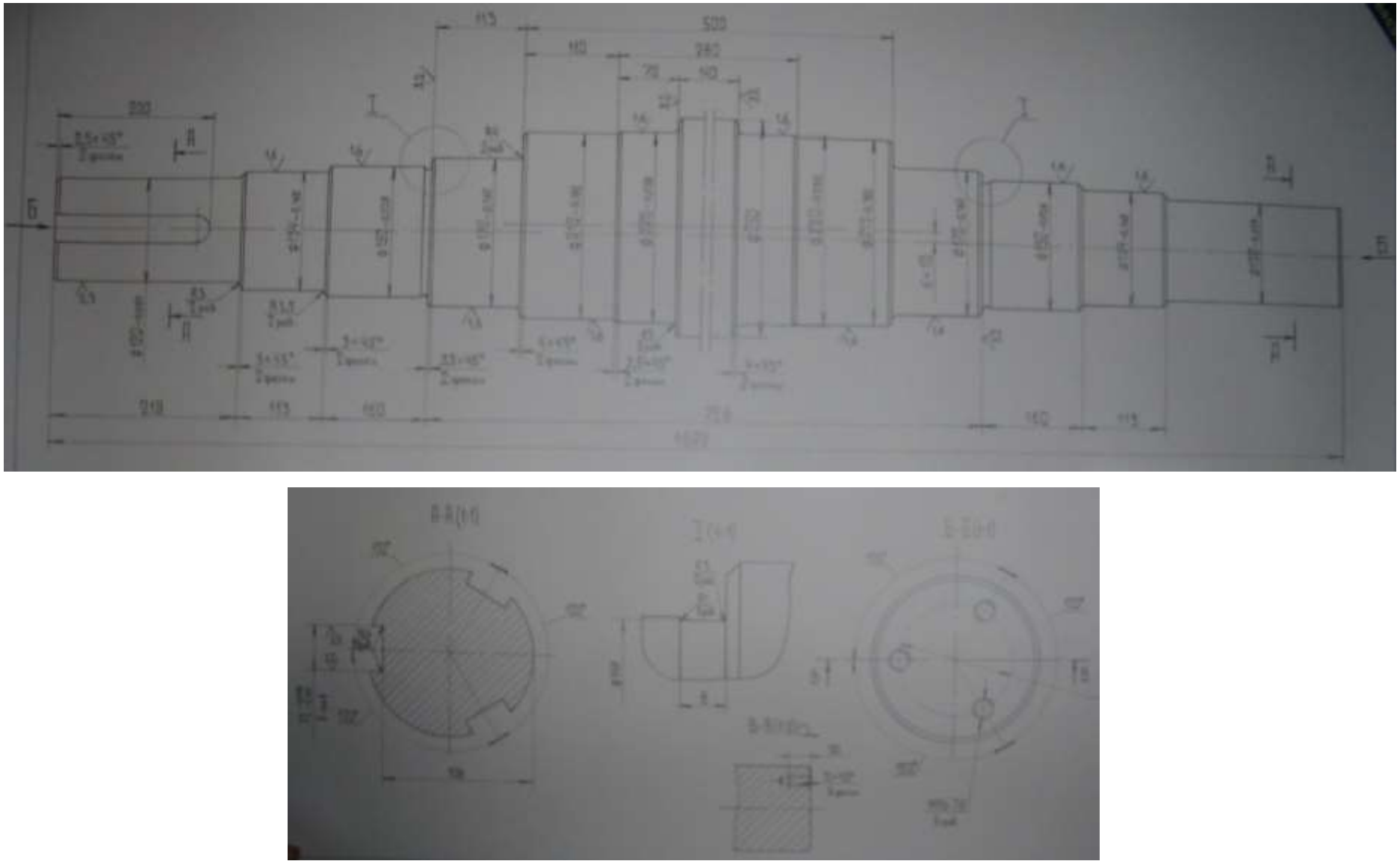


Рисунок 2.3 – Вал ексцентрикового механізму приводу коливної щоки дробарки

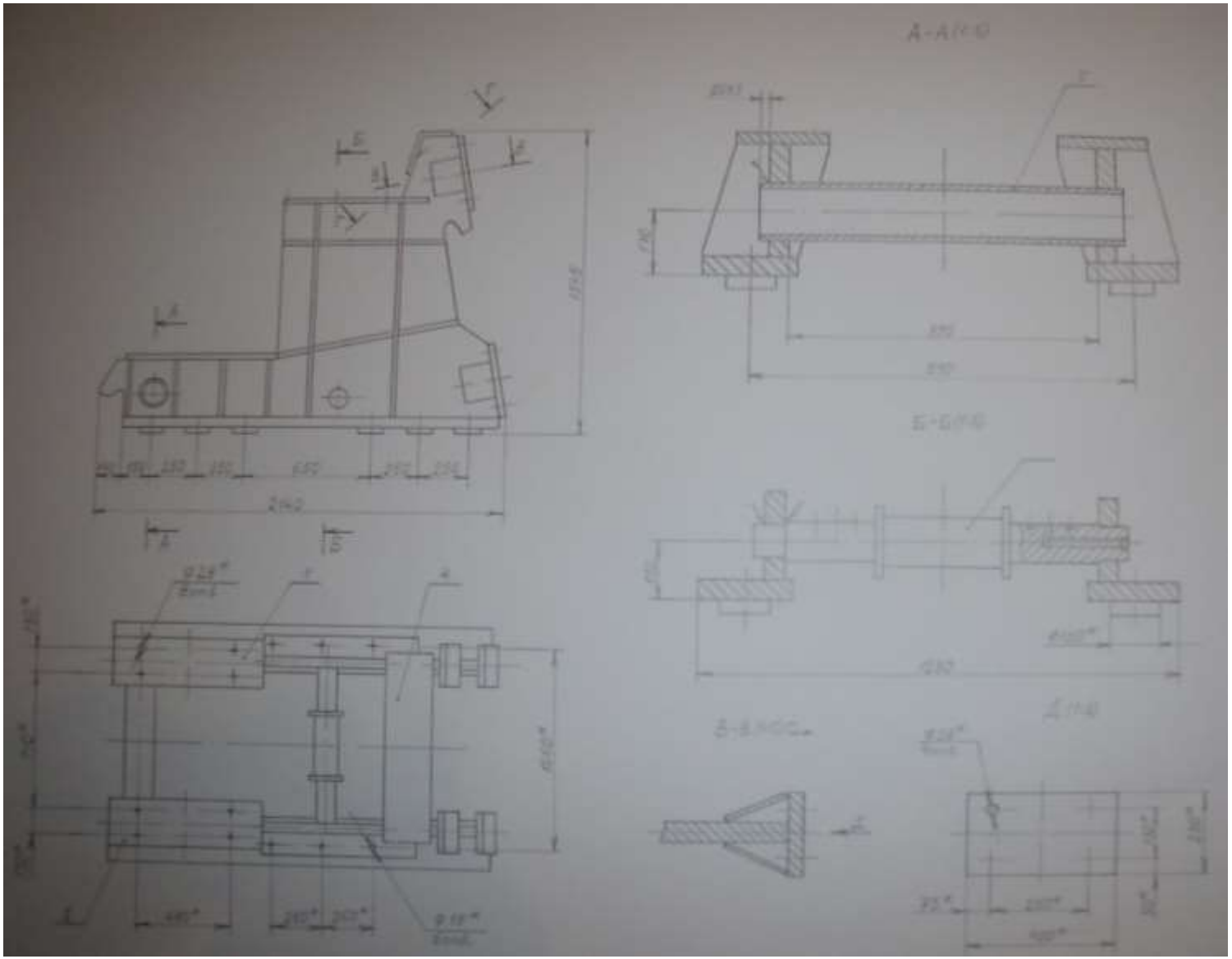


Рисунок 2.2 – Станина дробарки

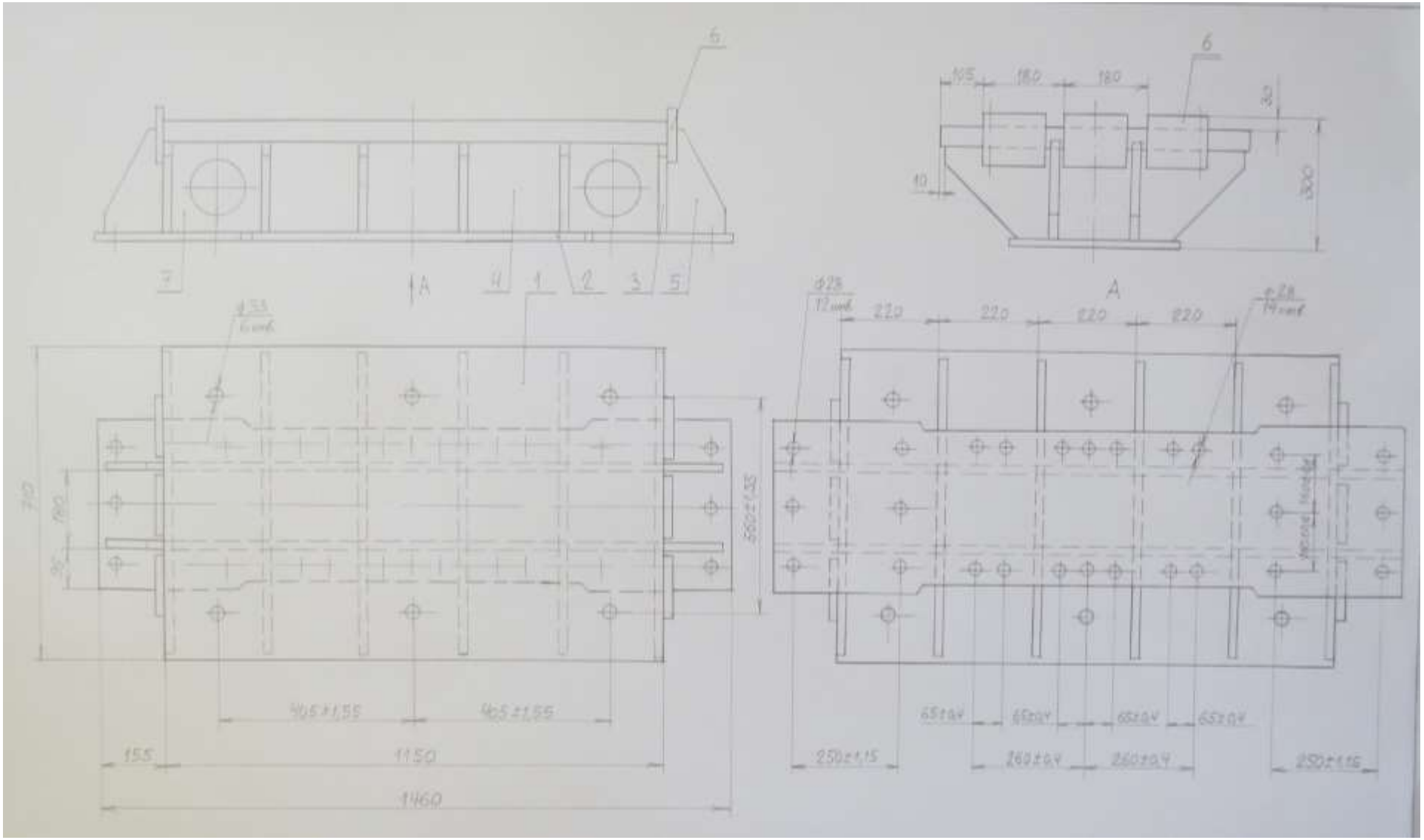


Рисунок 2.6 – Вібраційна щока дробарки