

УДК 621.002.5

В.Б. Яковенко, д.т.н., проф.;
М.М. Забродський аспірант (КНУБА, Київ)

СИСТЕМНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЕКТНОГО РОЗРАХУНКУ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТУ З КОЛОВИМИ КОЛИВАННЯМИ

АНОТАЦІЯ. Розроблена нова методика проектного розрахунку основних параметрів вібраційного грохоту з коловими коливаннями, яка відрізняється від існуючих тим, що з допустимою похибкою охоплює множину типорозмірів грохотів типу ГЛ та ГС. Системне представлення розробленої методики дозволяє застосовувати інформаційні технології для процесу проектування та автоматизації ранніх стадій проектних робіт.

Ключові слова: вібраційний грохот, проектний розрахунок, системне моделювання.

АННОТАЦИЯ. Разработана новая методика проектного расчета основных параметров вибрационного грохота с круговыми колебаниями, которая отличается от существующих тем, что с допустимой погрешностью охватывает множество типоразмеров грохотов типа ГЛ и ГС. Системное представление разработанной методики позволяет применять информационные технологии для процесса проектирования и автоматизации ранних стадий проектных работ.

Ключевые слова: вибрационный грохот, проектный расчет, системное моделирование.

ANNOTATION. New methodology of project calculation of basic parameters of riddler is created with circular vibrations, which differs from existing that with a permissible error embraces the great number of vibrations. System presentation of the worked out methodology allows to apply information technologies for the process of planning and automation of the early stages of project works.

Keywords: riddler, project calculation, system design.

Вступ. Грохоти найбільш універсальні пристрої для механічного розділення (сортування) сипких (грудкуватих) матеріалів за крупністю частинок, шляхом просівання їх через просіювальну поверхню (решітку, решето, сито) з заданою шириною щілини або отвору.

В промисловості будівельних матеріалів застосовують в основному грохоти з плоскими робочими поверхнями, серед яких найбільш поширені вібраційні грохоти. В свою чергу вібраційні грохоти поділяються на два типи, це інерційні похилі грохоти з круговими коливаннями та інерційні горизонтальні грохоти з направленими коливаннями.

Огляд існуючих конструкцій інерційних грохотів показав, що на сьогоднішній день найпоширеніші інерційні грохоти з круговими коливаннями. Їхня масовість в першу чергу пояснюється простотою конструкції та ефективністю грохочення.

В даній роботі будуть розглядатися грохоти інерційні типу ГС (грохоти інерційні середнього типу з круговими коливаннями) які призначені для сортування по фракціям щебеню, гравійно-пісчаної маси та інших матеріалів щільністю насипної маси до $1,8 \text{ т/м}^3$.

Зробивши пошук по матеріалом вітчизняних і закордонних джерел була складена множина вібраційних (інерційних) грохотів з круговими коливаннями в залежності від продуктивності, розмірів поверхні просіювання та типу розсіву. Продуктивність вибраних грохотів знаходиться в межах $Q_{cp} = 20 \dots 160 \text{ т/ч}$, площа поверхні просіювання $S_{сита} = 1,5 \dots 12 \text{ м}^2$, тип розсіву мілкий, середній та крупний. Даний тип грохотів масово випускається на заводах Російської Федерації («Дробмаш», «Уралмаш», «Дробсервис» та ін). Грохоти закордонних фірм в більшості випадків представляють мобільні сортувальні комплекси, найбільшими виробниками яких є фірми «Sandvik» (Швеція), «СЕС» (США), «НІТАСНІ» (Японія).

Мета та постановка задачі. Методи проектування інерційних грохотів розроблені теоретично, експериментально та підтверджуються практично, але як правило вони представлені в загальному вигляді, тому не представляється можливим в окремих випадках

з необхідною точністю визначити основні проектні розміри, раціональний режим роботи, навантаження яке діє на конструкцію та потужність приводу. Тому є доцільним виконати аналіз існуючих методів розрахунку і результатів експериментальних досліджень інерційних грохотів з курговими коливаннями з метою встановлення всіх вхідних (включаючи експериментальні дані) та вихідних параметрів. Оцінити можливість застосування цих даних при розробці системної методики проектного розрахунку.

Актуальність дослідження полягає в тому, що спираючись на існуючі методи розрахунку, розробити нову методику проектного розрахунку, яка відрізняється від існуючих тим, що охоплює множину інерційних грохотів з круговими коливаннями в залежності від типорозміру, дана методика дозволить визначати основні параметри інерційних грохотів в межах діапазону, що розглядається з деякою похибкою, величину якої можна оцінити за допомогою порівняння з характеристиками, що відповідають паспортним даним інерційних грохотів з множини яка розглядається.

Застосовуючи методи системного моделювання дану методику можна представити як систему, що дає змогу впровадити інформаційні технології в процес проектування щокрих дробарок та розробити систему комп'ютерної підтримки інженерних розрахунків основних параметрів вібраційних грохотів з круговими коливаннями.

На підставі вище вказаного детально розглянемо існуючі методики розрахунку інерційних грохотів.

Виклад основного матеріалу

В загальному вигляді методика розрахунку грохотів включає визначення розміру отворів сит, ефективності грохочення, кута нахилу грохота, площі сита та його розмірів (довжини, ширини), конструктивних і технічних характеристик грохота (маси грохота і просіювального матеріалу, пружності опор, статичного моменту маси дебалансів і потужності приводу) [3].

Розробка методики проектного розрахунку вібраційного грохоту з коловими коливаннями.

В результаті проведеного аналізу робіт [1,2,3,4,5], було встановлено всі вхідні, довідкові (експериментальні) дані та визначені цілі розрахунку. Принципова схема вібраційного грохоту з коловими коливаннями представлена на рис.1.

Розрахункова схема

Ряд існуючих вібраційних грохотів

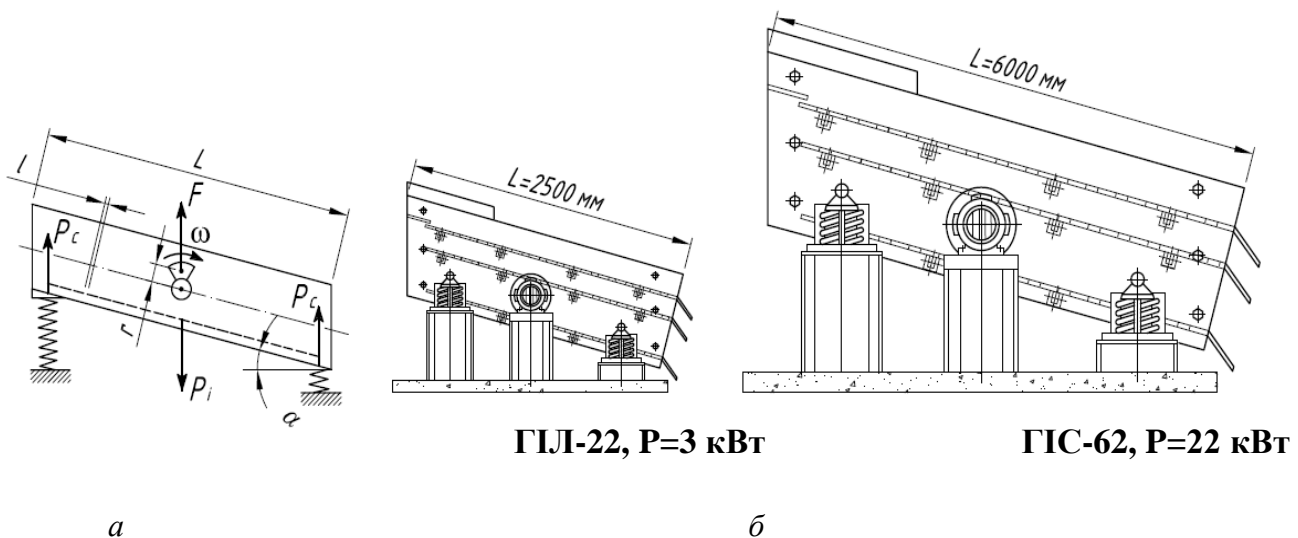


Рисунок 1. а – принципова та розрахункова схема вібраційного грохота з круговими коливаннями;

б – ряд існуючих моделей вібраційних грохотів типу ГІЛ та ГІС.

Основні проектні розміри:

Ширина поверхні грохочення.

Продуктивність грохота змінюється прямо пропорційно площі сита при співвідношенні його ширини та довжини 1:2,5. Таким чином для визначення ширини поверхні грохочення скористаємося формулою продуктивності грохоту запропонованою «ВНИИСтройдормаш» [1,2,3,4,5]:

$$Q = qSmk_1k_2k_3k_{BL} \quad (1)$$

де S – площа грохочення, m^2 . Враховуючи те, що $L = 2,5B$ [1,2,3,4,5], тоді

$$S = BL = 2,5B^2;$$

q – питома продуктивність грохоту для визначення розміру отвору сит [1.стр.160].

m – коефіцієнт, який враховує нерівномірність живлення та зерновий склад матеріалу, форму зерен та тип грохоту. Бауман В.О., запропонував наступні значення коефіцієнта $m = 0,5 \dots 0,6$ [1.стр.161]:

k_1 – коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота, при куті $\alpha = 12^\circ \dots 18^\circ$ коефіцієнт $k_1 = 0,67 \dots 1$ [1.стр.160].

k_2, k_3 – відповідно коефіцієнти, які враховують відсотковий склад нижнього класу у вхідному матеріалі та відсотковий склад в нижньому класі зерен розміром менше половини одного отвору сита. Значення по даним коефіцієнтам визначені експериментально і лежать в межах $(0,85 \dots 1,25)$ [1.стр.161]. На початкових стадіях проектування неможливо точно визначити значення даних коефіцієнтів, тому будемо вважати що вони дорівнюють середньому значенню наведеного інтервалу, тобто $k_2 = k_3 = 1$.

$k_{вл}$ – коефіцієнт, що враховує вологість сортованого матеріалу, яка найбільше відбивається при розмірах отворів сита менше 25-30мм, при цьому $k_{вл} = 1$ при сухому типі грохочення, та при вологому $k_{вл} = 0,25 \dots 0,75$.

Виходячи з умови продуктивності запишемо вираз для визначення ширини поверхні грохочення, м:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{2,5qmk_1k_2k_3k_{BL}}} \quad (2)$$

Довжина поверхні грохочення.

Показники процесу грохочення в багато в чому залежать від конструкції поверхні яка просіює, а саме від розмірів поверхні, розмірів та форми отворів. Поверхня просіювання для грохотів зазвичай характеризується співвідношенням ширини та довжини яка дорівнює 1:2,5 [1.стр.143]. При цьому зі збільшенням довжини сита до 2...2,5м ефективність грохочення зростає, а при подальшому її збільшенні вона практично не змінюється. Виходячи з умови найбільшої ефективності грохочення, запишемо вираз для визначення довжини поверхні просіювання:

$$L = 2,5B. \quad (3)$$

Раціональний режим роботи:

Кутова частота коливань

Кутова частота коливань визначається з умови швидкості руху поверхні просіювання. В загальному вигляді швидкість руху, v_0 визначається за формулою [1.стр.158]:

$$v_0 = a\omega; \quad (4)$$

де a – амплітуда коливань грохоту, м;

ω – кутова частота коливань, рад/с.

Оптимальні значення амплітуди та частоти коливань грохоту залежать від форми траєкторії його руху. Сукупність цих трьох факторів впливає на продуктивність, ефективність грохочення та здатність грохота до самоочищення отворів сит від зерен.



Оскільки систематичне засмічення сит порушує роботу віброгрохоту, останній критерій оцінки при виборі параметрів коливань є головним.

Основними факторами, які впливають на процес самоочищення отворів сит, є швидкість та форма траєкторії його руху. Зі збільшенням швидкості поліпшуються умови самоочищення сита, але при цьому ефективність грохочення знижується в результаті того, що зі збільшенням швидкості підкидання зерна збільшується відстань між суміжними точками дотикання зерна з поверхнею просіювання, а значить, зменшується кількість цих дотикань за час проходження зерна по поверхні просіювання.

Експериментально встановлено, що отвори сита не забиваються зернами, тобто відбувається його самоочищення, якщо висота h підкидання зерен над поверхнею сита перевищує $0,4$ розміру отворів l , тобто:

$$h \geq 0,4l. \quad (5)$$

Виходячи з цієї умови максимальна швидкість руху поверхні просіювання для похилих грохотів з круговими коливаннями дорівнює:

$$v_0 = \sqrt{2gh \cos \alpha}. \quad (6)$$

Виходячи з умови самоочищення швидкість руху можна виразити через розмір отворів сита, тобто підставити $h = 0,4l$, отримаємо для похилих грохотів з круговими коливаннями:

$$v_0 = 2,8\sqrt{l \cos \alpha}. \quad (7)$$

Число перед коренем квадратним у виразах швидкості позначимо, як коефіцієнт s , відповідно для похилих інерційних грохотів з круговими коливаннями $s = 2,8$.

Виходячи з умови віброшвидкості, кутова частота коливань буде дорівнювати:

$$\omega = \frac{s\sqrt{l \cos \alpha}}{a}. \quad (8)$$

Амплітуда вібропереміщень

При виборі амплітуди коливань треба враховувати, що прискорення грохоту при коливаннях, яке перевищує 80 м/с^2 , приводить до швидкого виходу з ладу елементів грохоту та виникненню тріщин в коробі.

Прискорення грохота згідно [1 стр. 158]:

$$\psi = \omega^2 a. \quad (9)$$

Як видно з вище наведеної формули, прискорення грохота збільшується пропорційно амплітуді коливань та частоті коливань в квадраті. Тому амплітуда повинна бути такою, щоб прискорення було менше $\psi \leq 80 \text{ м/с}^2$.

Використовуючи залежність для визначення кутової частоти коливань після перетворень отримаємо формулу для знаходження амплітуди коливань інерційного похилого грохота з коловими коливаннями:

$$a = \frac{s^2 l \cos \alpha}{\psi}. \quad (10)$$

Зусилля що діють на конструкцію:

Відцентрова змушуюча сила.

Робота віброгрохотів відбувається, як правило, в резонансному режимі, при кутовій частоті вимушених коливань ω , які значно перевищують частоту власних коливань ω_0 ($\omega \gg \omega_0$).

Величина змушуючої сили є головною при розрахунку вала вібратора та його підшипників. Дані розрахунки проводяться з врахуванням інерційних сил, які виникають при круговому русі короба грохота з матеріалом навколо точки центра мас грохота. В цьому випадку інерційна сила буде дорівнювати [2 стр.98]:

$$F_{i,a} = m_g a \omega^2, \quad (11)$$

де m_g – маса яка вібрується, кг. Це маса яка включає в себе $m_g = m_k + K' m_m$, кг;

m_k – маса короба грохота з закріпленими на ньому ситами;

m_m – маса матеріалу, яка знаходиться на ситі грохота;

K' – коефіцієнт приєднання сортуємого матеріалу, $K' = (0,15...0,2)$ [2 стр.100], для розрахунку приймаємо $K' = 0,18$.

Нехтуючи силами опору пружних опор короба грохота $F_{c,a}$, які дуже малі в порівнянні з інерційною силою $F_{i,a}$ та змушуючою силою вібратора F_δ . В кожний момент часу сили F_δ і $F_{i,a}$ будуть рівними, що і забезпечує нерухомість точки центра мас, тобто:

$$F_\delta = F_{i,a} \text{ або } m_\delta(r-a)\omega^2 = m_g a \omega^2. \quad (12)$$

Після перетворень отримаємо:

$$m_\delta r \omega^2 = (m_\delta + m_k + K' m_m) a \omega^2, \quad (13)$$

Оскільки маса дебалансів m_δ зазвичай менше в порівнянні з масою коробу грохота та матеріалом що знаходиться на ньому, в подальших розрахунках при розгляді інерційної сили нею нехтуємо. Остаточоно отримаємо:

$$m_\delta r \omega^2 = (m_k + 0,18 m_m) a \omega^2. \quad (14)$$

Невизначеними параметрами у вище представленому виразі, є числові значення мас m_k і m_m , які беруть участь у коливаннях системи. Розглянемо ці складові більш детально. Аналіз існуючих методик розрахунку грохотів показав декілька залежностей для знаходження маси матеріалу що знаходиться на грохоті. Результати дослідження зведені до таблиці 1.

Таблиця 1

Маса матеріалу на грохоті

Автор методики	Маса матеріалу m_m , кг
Л.А. Хмара, О.С. Шипілов, О.Г. Онищенко	$m_m = BLh\gamma$
І.І. Назаренко	$m_m = L \frac{Q\gamma}{2v_m} (2 - C_H E)$, або $m_m = L \frac{Q\gamma}{2v_m} (1 - 0,65 C_H)$.

Аналізуючи формули представлені в таблиці 1, для нашого випадку більш прийнятна формула, яка визначає масу матеріалу, що знаходиться на коробі, через об'єм та щільність сортуємого матеріалу:

$$m_m = BLh\gamma, \quad (15)$$

де h – висота матеріалу на ситі, м. В якості даного параметру будемо використовувати значення максимальної крупності шматків грохочення, на основі подібності проектуємого грохота вибраному типу грохота.

γ – щільність продукту просіювання, $\text{кг}/\text{м}^3$. В розрахунках приймаємо $\gamma \approx 1600 \text{ кг}/\text{м}^3$ [2].

Для визначення значення маси m_k , скористаємося емпіричною залежністю [3 стр.107]:

$$m_k = (1,8...2,0) m_m. \quad (16)$$

Остаточоно після всіх перетворень отримаємо залежність для визначення змушуючої сили дебалансного вібробуджувача в інерційних похилих грохотах з круговими коливаннями:

$$F_\delta = 2,18 BLh\gamma a \omega^2. \quad (17)$$

*Жорсткість пружних опор.*

Розрахунок пружних амортизаторів зводиться до визначення жорсткості опорних конструкцій та робочих місць обслуговуючого персоналу. Для цього необхідно, щоб сила, яка передається через опорні пружини, була малою величиною.

При встановленні в якості амортизаторів гвинтових пружин їх пружна сила буде пропорційна амплітуді коливань [2 стр. 100]:

$$F_{c,a} = ca, \quad (18)$$

де c – загальна жорсткість опорних пружин грохота, H/m .

Пружність опор грохотів за резонансного типу, H/m [3 стр.110]:

$$c = (m_k + Km_m)\omega_0^2, \quad (19)$$

де ω_0 – кутова частота власних коливань грохота на опорних пружинах, рад/с. З представленого виразу слідує, що жорсткість опорних пружин може змінюватись тільки за рахунок власної частоти коливань ω_0 , так як вібуємо маса $m_g = m_k + Km_m$, визначається розміром грохоту. Відповідно для забезпечення малої величини жорсткості опорних пружин необхідно мати малу ω_0 .

Дослідами встановлено, що значення ω/ω_0 повинно призначатися з врахуванням вимушеної частоти власних коливань. На практиці значення ω/ω_0 знаходиться в межах (3...4), тобто $\omega_0 = \frac{\omega}{3} \dots \frac{\omega}{4}$ [3 стр. 110].

Жорсткість опорних пружин (H/m):

$$c = m_g \left(\frac{\omega}{4} \right)^2. \quad (20)$$

Потужність приводу

В загальному вигляді потужність двигуна приводу віброгрохота витрачається на коливання короба грохота з матеріалом та на подолання опорів в підшипниках грохоту [1,2,3,4,5], тобто:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_c + P_{mp}}{\eta}, \quad (21)$$

де P_c – потужність, яка витрачається на сортування та пересування матеріалу в грохоті;

P_{mp} – потужність що витрачається на тертя в підшипниках;

η – ККД приводу, для розрахунку приймаємо $\eta = 0,9$.

Потужність грохота, яка витрачається на подолання сил тертя підшипників ексцентрикового валу P_{mp} знаходиться по моменту тертя підшипників короба, тобто потужність дорівнює [1,2,3,4,5]:

$$P_{mp} = M_{mp} \omega, \quad (22)$$

де M_{mp} – момент тертя, $H \cdot m$:

$$M_{mp} = F_{\text{д}} \mu \frac{d_u}{2}, \quad (23)$$

де μ – приведений коефіцієнт тертя, для підшипників кочення, $\mu = (0,005 \dots 0,008)$ [3 .ст 111]. Приймаємо $\mu = 0,008$.

d_u – діаметр цапф, м (для підшипників кочення приймають діаметр бігової дорожки внутрішнього кільця), приймається конструктивно.

Потужність на тертя в підшипниках, Вт:

$$P_{mp} = F\mu\left(\frac{d_y}{2}\right)\omega. \tag{24}$$

Потужність, яка витрачається на сортування матеріалу P_c , в існуючих методиках розрахунку визначають декількома способами. В роботах Назаренко І.І., Сергєєва В.П. вона розраховується, як робота змушуючої сили F_o , Бауман В.О. запропонував емпіричну залежність в якій енергія прямо пропорційна масі матеріала що знаходиться на ситі. Відповідно для нашого випадку потужність, яка витрачається на сортування матеріалу, будемо визначати через роботу змушуючої сили.

Враховуючі вище наведені припущення отримаємо формулу для визначення загальної потужності двигуна інерційних похилих грохотів з коловими коливаннями, Вт:

$$P_{oe} = \frac{F_o\omega\left(a + \mu\left(\frac{d_y}{2}\right)\right)}{\eta}. \tag{25}$$

Згідно принципам системності представимо проектний розрахунок інерційного похилого грохоту з коловими коливаннями у вигляді системи (рис.2).

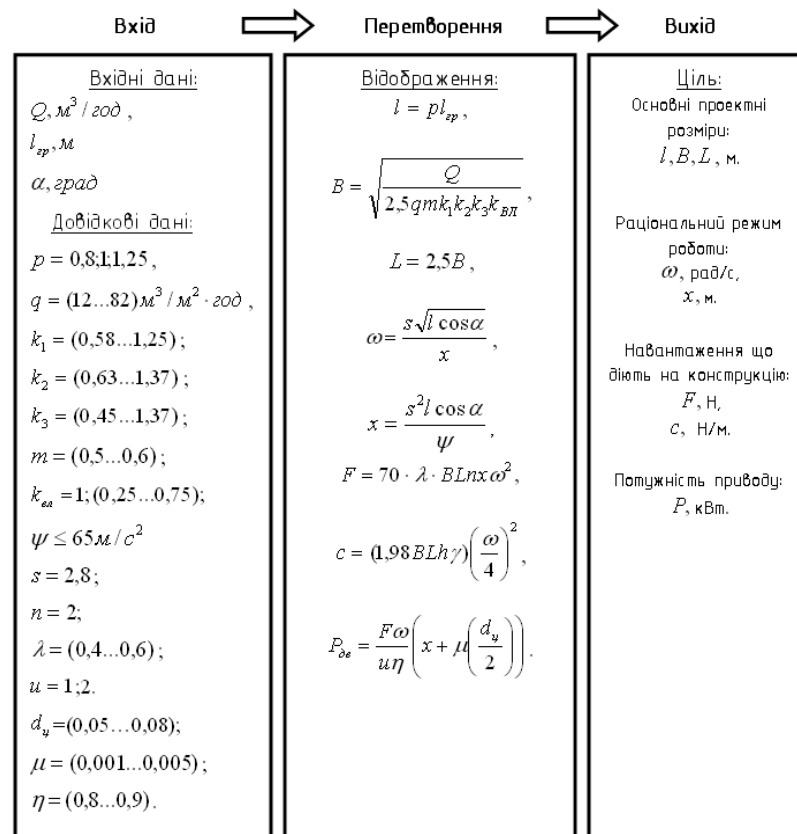
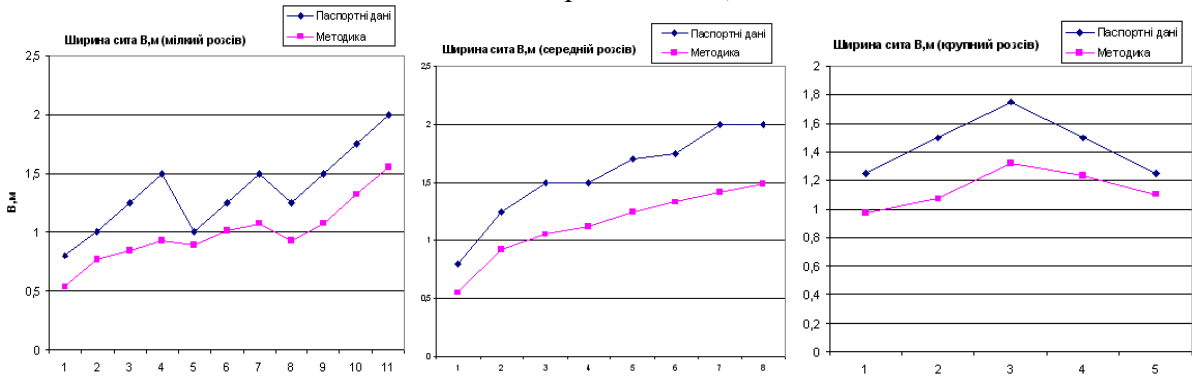


Рисунок 2. Системне представлення проектного розрахунку інерційного похилого грохоту з коловими коливаннями.

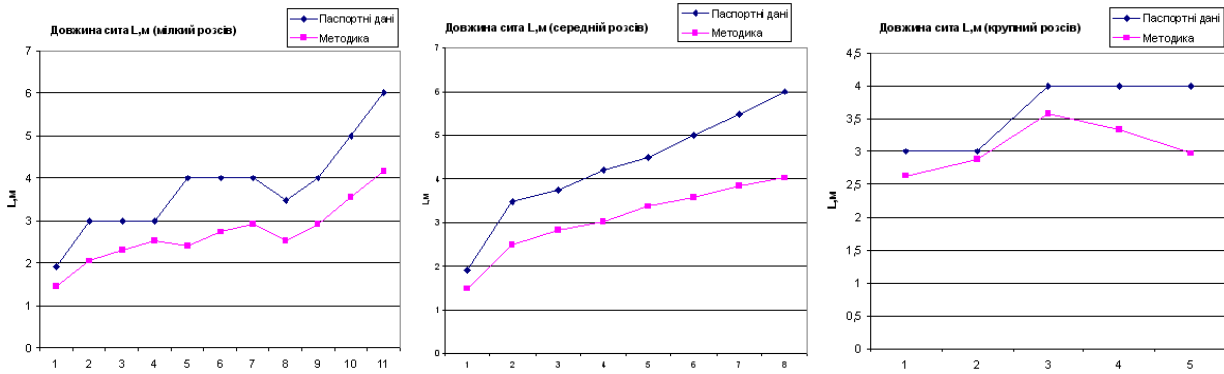
За розробленою методикою були проведені розрахунки множини інерційних похилих грохотів з коловими коливаннями. В якості вхідних даних задавалися значення, що відповідають паспортним даним вже існуючих грохотів. Результати розрахунків представлені на графіках (рис. 3).



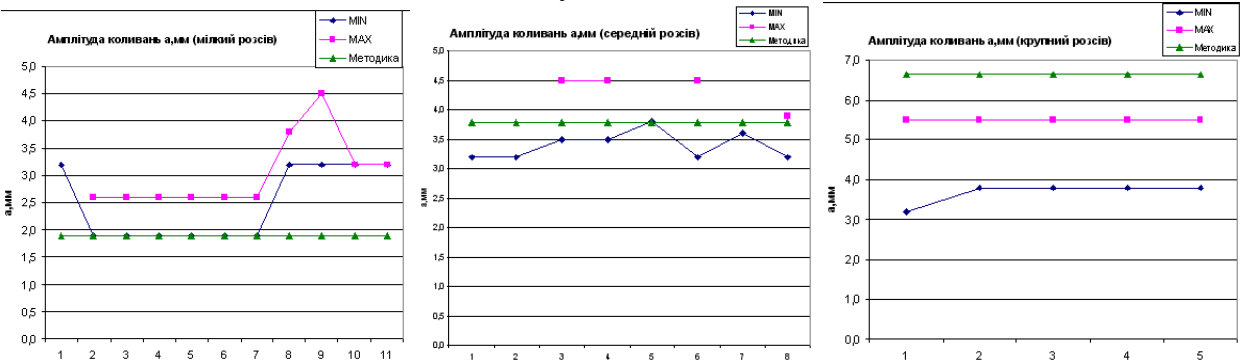
Ширина сита В,м



Довжина сита L,м



Амплітуда коливань а,мм



Потужність приводу Р, кВт

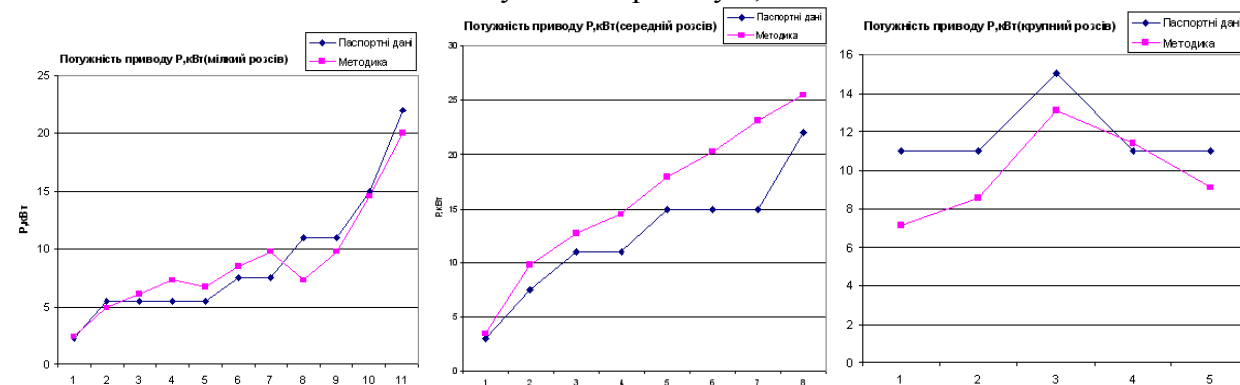


Рисунок 3. Графіки результатів розрахунку та їх порівнянні з паспортними даними інерційних грохотів з коловими коливаннями.

Висновки.

Отримані результати доводять спроможність розробленої методики охоплювати проектним розрахунком не один зразок, а повну множину інерційних грохотів з коловими коливаннями. Систематизація існуючих методик дозволила визначити всі вхідні дані, в

тому числі довідкові та уточнити їх значення. Похибки розрахунку дорівнюють в середньому 9%...10%, що відповідає вимогам попередніх проектних розрахунків. Розроблений алгоритм має системний вид, що дозволяє використовувати інформаційні технології в процесі розрахунку щокрих дробарок, тим самим зменшити трудомісткість та підвищити ефективність проектних робіт.

Література

1. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций. /В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов.– 2-е изд., перераб. –М., «Машиностроение», –1981.– 324с., ил
2. Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование: Учеб. для вузов / Сергеев В.П.– М.: Высш. шк., 1987. – 376 с.: ил.
3. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко І.І.– Підручник. – К.: КНУБА, – 1999.-488с.
4. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сівко В.Й. – К.: ІСДО,1994.- 359 с.
5. Хмара Л.А., О.С. Шипіло, О.Г. Онищенко Дробильно-сортировочные заводы и оборудование. Методическое пособие.– Днепропетровск–Полтава: Изд-во ПолтНТУ, 2008г. – 209с.