

Література

1. National Academy of Engineering, "The Hydrogen Economy: Opportunities, Costs, Barriers, and R&D Needs"(2004), Fig 7-1; Air Products (2003).
2. National Academy of Engineering, "The Hydrogen Economy: Opportunities, Costs, Barriers, and R&D Needs"(2004), Fig. 5-3.
3. National Research Council 2004 <http://www.hydrogencarsnow.com/blog2/index.php/hydrogen-vehicles/new-holland-nh2-fuel-cell-tractor-heads-for-the-farm/>
4. Oakridge National Laboratory, 2003 <http://agro-inform.com.ua/?p=629>

УДК 621.647.4

Назаренко І.І., Міщук Є.О.¹

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ

АНОТАЦІЯ. В статті розглянуто теоретичні дослідження динаміки роботи вібраційної щоккової дробарки з метою визначення оптимальних режимів роботи дробарки. Також в статті наведено рівняння для розрахунку основних динамічних параметрів та побудовані графіки амплітудно-частотних характеристик вібраційної щоккової дробарки.

Ключеві слова: Вібраційна щоква дробарка, амплітудно – частотна характеристика, коефіцієнт співвідношення мас, резонанс, віброізоляція.

АННОТАЦИЯ. В статье рассмотрены теоретические исследования динамики работы вибрационной щековой дробилки с целью определения оптимальных режимов работы дробилки. Также в статье приведены уравнения для расчета основных динамических параметров и построены графики амплитудно-частотных характеристик вибрационной щековой дробилки.

Ключевые слова: Вибрационная щековая дробилка, амплитудно - частотная характеристика, коэффициент соотношения масс, резонанс, виброизоляция.

SUMMARY. In the article considered theoretical research of dynamics of the vibration jaw crusher for the purpose to determine the optimal operating conditions of the crusher. In the article also shows the equation for the calculation of the basic dynamic parameters and constructed the graphs of amplitude-frequency characteristics of the vibration jaw crusher.

Key words: Vibration jaw crusher, the amplitude - frequency characteristic ratio mass, resonance, vibration isolation.

Актуальність роботи. Основними параметрами вібраційної щоккової дробарки, які впливають на динаміку роботи машини є маса, швидкість (лінійна, кутова) та жорсткість системи. Правильний підбір динамічних параметрів, які забезпечуватимуть роботу дробарки в оптимальному режимі, дасть можливість зменшити енергозатрати на подрібнення. В досліджуваній вібраційній щокковій дробарці ефективна робота забезпечується в резонансному та міжрезонансному режимі, за умов синхронного руху першої і третьої маси і протифазного руху другої маси [1].

Мета роботи. Теоретично дослідити умови роботи вібраційної щоккової дробарки в оптимальному режимі.

Методика та результати досліджень. На основі аналізу існуючих конструкцій була розроблена схема вібраційної щоккової дробарки (рис.1).

Дробарка складається з трьох мас, які з'єднані

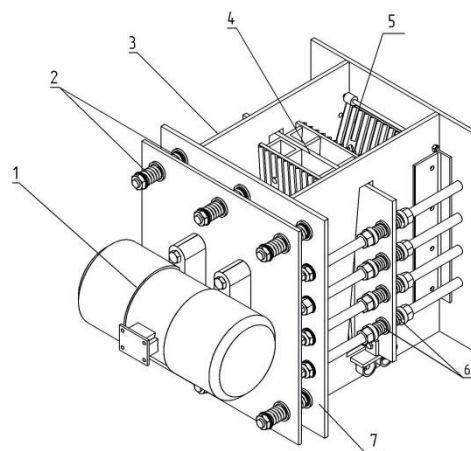


Рис. 1. Дослідна модель вібраційної щоккової дробарки.

попарно між собою пружними елементами 2 і 6.

Перша маса дробарки включає в себе вібратор 1,

що жорстко приєднаний до сталюї пластини 7. Друга маса – станину 3 і нерухомі дробильні плити 5, що жорстко прикріплені до станини. Третя маса складається з дробильних плит 9, які жорстко кріпляться до плити 4. Станина машини опирається на раму через пружні елементи.

На попередніх етапах проектування, приймемо такі початкові параметри: $m_1 = 55 \text{ кг}$ - перша маса; $m_2 = 132 \text{ кг}$ - друга маса; $m_3 = 42$ - третя маса; $F_0 = 5500 \text{ Н}$ – збурювальне зусилля.

При русі дробарки з матеріалом в камері подрібнення, робоче середовище враховуємо за

Приймемо, що робочим тілом в камері подрібнення є крейда. Тоді маса матеріалу в камері подрібнення визначається наступним чином:

$$m_M = \rho V, \quad (2)$$

де $\rho = 2200 \text{ кг/м}^3$ – щільність крейди; V – об'єм камери подрібнення; m_M – маса матеріалу, кг.

Об'єм камери подрібнення (рис.2), визначається за наступною залежністю [4]:

$$V = S \cdot L = \frac{1}{2}(a + b) \cdot h \cdot L, \quad (3)$$

де S – площа поперечного перерізу камери подрібнення, м^2 ; $L = 0,234 \text{ м}$ – довжина камери подрібнення; $a = 0,126 \text{ м}$ і $b = 0,014 \text{ м}$ – ширина завантажувального і розвантажувального отворів камери подрібнення в поперечному перерізі, м; $h = 0,38 \text{ м}$ – висота камери подрібнення, м.

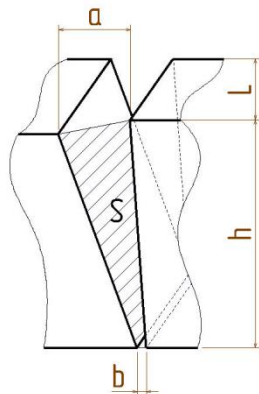


Рис.2. Схема до розрахунку об'єму камери подрібнення.

Тоді

$$V = 0,0062 \text{ м}^3 \rightarrow m'_M = 13,64 \text{ кг}.$$

Але як відомо матеріал, який потрапляє в камеру подрібнення не є повністю суцільним середовищем, він є розпушеним. Тому в остаточному варіанті масу матеріалу потрібно помножити на коефіцієнт

рахунок приєднаної маси до другої і третьої маси машини, які безпосередньо взаємодіють з матеріалом.

Приєднана маса робочого середовища розраховується за наступною залежністю [2]:

$$m_{пр} = m_M \omega^2 \frac{\text{tg} \psi}{\psi}, \quad (1)$$

де m_M - маса матеріалу в камері подрібнення;

ω - частота коливань дробильних щік; $\psi = \frac{\text{tg} \psi}{\psi}$ -

коефіцієнт приєднаної маси.

розпушення k_p . Коефіцієнт розпушення було прийнято $k_p = 0,2$.

Отже, остаточно маса матеріалу в камері подрібнення буде рівною:

$$m_M = k_p \cdot m'_M = 0,2 \cdot 13,64 = 2,73 \text{ кг}.$$

Частоту коливань було прийнято, як середнє значення в діапазоні найбільш розповсюджених промислових частот від $0 \dots 314 \text{ с}^{-1}$,

($\omega = 157 \text{ с}^{-1}$).

Коефіцієнта ψ в формулі (1), має значення [2]:

$$\psi = \frac{r\omega}{c}, \quad (4)$$

де r - радіус найбільшого куска матеріалу ($r = 0,053 \text{ мм}$); c – швидкість розповсюдження хвиль в крейді ($c = 2132 \text{ м/с}$).

Підставляючи дані в формулу (4) отримаємо $\psi = 0,004$.

Тоді коефіцієнт приєднаної маси дорівнює: $\gamma = 0,0174$.

Знаючи всі складові в формулі (1), було розраховано приєднану масу матеріалу: $m_{пр} = 1171 \text{ кг}$.

Так як з середовищем взаємодіють дві маси машини (друга і третя), тому масу середовища розподіляємо між цими двома масами.

Далі було підібрано жорсткість пружних систем.

Так жорсткість пружної системи C_2 розраховуємо з умови резонансу приведеної маси m_{23} [3].

Тобто

$$C_2 = \omega^2 \frac{m_2 \times m_3}{m_2 + m_3} \quad (5)$$

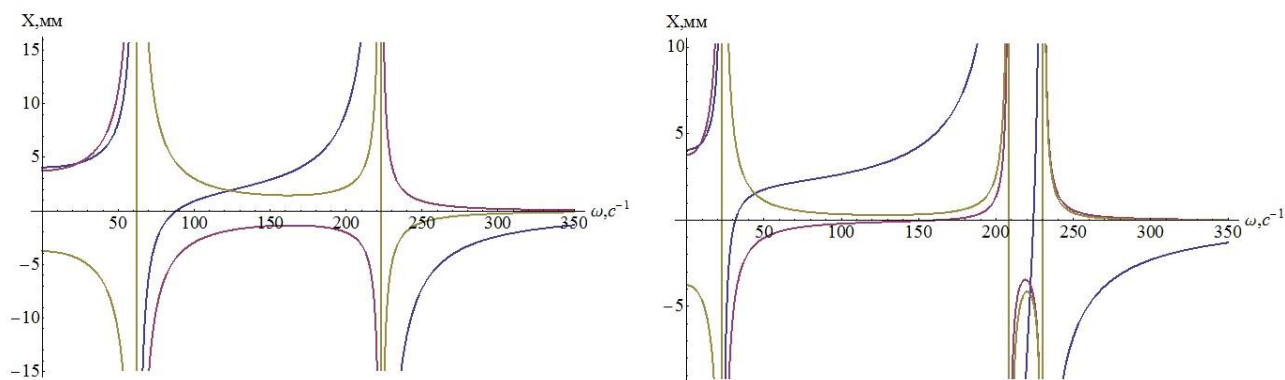


Рис.3. Амплітудно – частотна характеристика вібраційної цокової дробарки при $\omega = 157 \text{ c}^{-1}$: а) робота дробарки без матеріалу, б) робота дробарки з матеріалом.

Тоді, жорсткість пружної системи c_1 розраховуємо з умови резонансу приведеної маси m_{12} :

$$c_1 = \omega^2 \frac{m_1 \times m_2}{m_1 + m_2} \quad (6)$$

Жорсткість опорних пружин c_0 розраховуємо з умови віброізоляції.

В зв'язку з тим, що резонансний режим роботи дробарки повинен забезпечуватись за наявності матеріалу в камері подрібнення, розрахунок пружних систем виконуємо з врахуванням приєднаної маси.

Знаючи всі невідомі параметри рівнянь руху було побудовано графіки залежності амплітуди переміщення дробильних плит від частоти зміни збудовального зусилля рис.3. Слід зазначити, що ці характеристики було побудовано при умові, що значення жорсткості пружної системи та значення приєднаної маси були підібрані для частоти дії збудовального зусилля

$\omega = 157 \text{ c}^{-1}$. Амплітудно-частотні характеристики з умови підбору значень жорсткості і приведеної маси для двох інших розповсюджених промислових частот ($\omega = 104.7 \text{ c}^{-1}$, $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$), приведені на рис.3 та рис.4 відповідно.

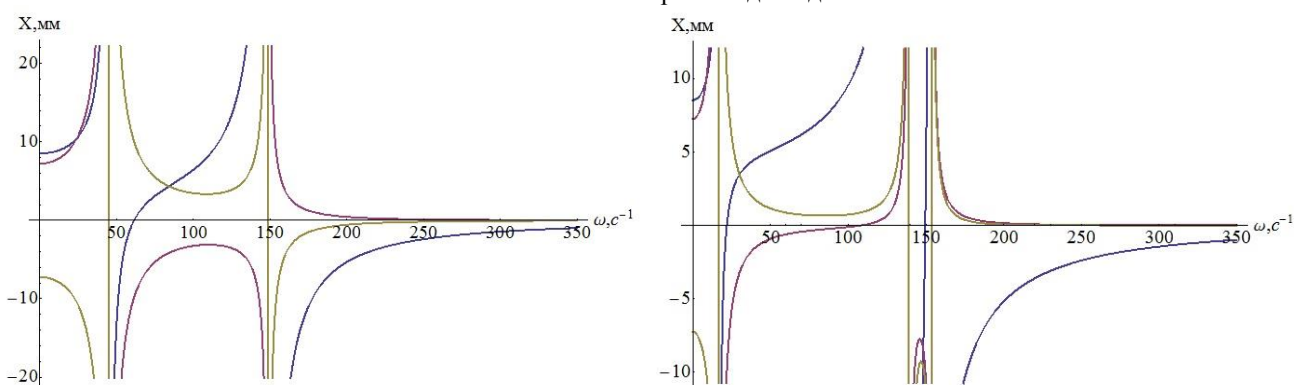


Рис.4. Амплітудно – частотна характеристика вібраційної цокової дробарки при $\omega = 104.7 \text{ c}^{-1}$: а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.

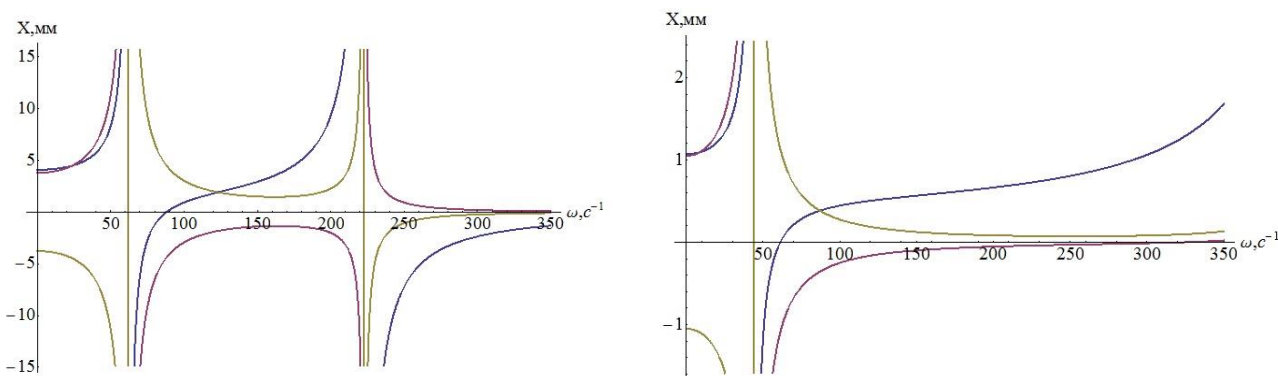


Рис.5. Амплітудно – частотна характеристика вібраційної цокової дробарки при $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$: а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.

З наведених вище графіків були зроблені наступні висновки:

1. Ні при одній із трьох умов підбору значень жорсткості і приведеної маси не є можливим ефективна робота дробарки на високих частотах - $\omega > 157 \text{ c}^{-1}$.

2. Найбільш раціональною є умова підбору жорсткості і приведеної маси при частоті $\omega = 157 \text{ c}^{-1}$. При умові $\omega = 104,7 \text{ c}^{-1}$ робота дробарки без матеріалу в камері подрібнення є неможливою через занадто великі амплітуди переміщення дробильних плит. При умові $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$ ефективна робота дробарки з матеріалом в камері подрібнення можлива тільки у

вузькому діапазоні низьких частот - $f = 3,8 - 8 \text{ Гц}$.

3. Для подальшого дослідження найкраще підходить умова підбору жорсткості та приведеної маси при $\omega = 157 \text{ c}^{-1}$. Ефективна робота дробарки забезпечується в діапазоні частот $f = 5 - 18 \text{ Гц}$

Далі було розглянуто амплітуди переміщення мас в діапазоні частот $f = 5 - 18 \text{ Гц}$. При цьому була врахована умова мінімального переміщення дробильних плит другої і третьої маси.

З наведених нижче графіків стало зрозумілим, що найбільше переміщення дробильних плит має місце при частоті 5 Гц, тобто в околі першого резонансу.

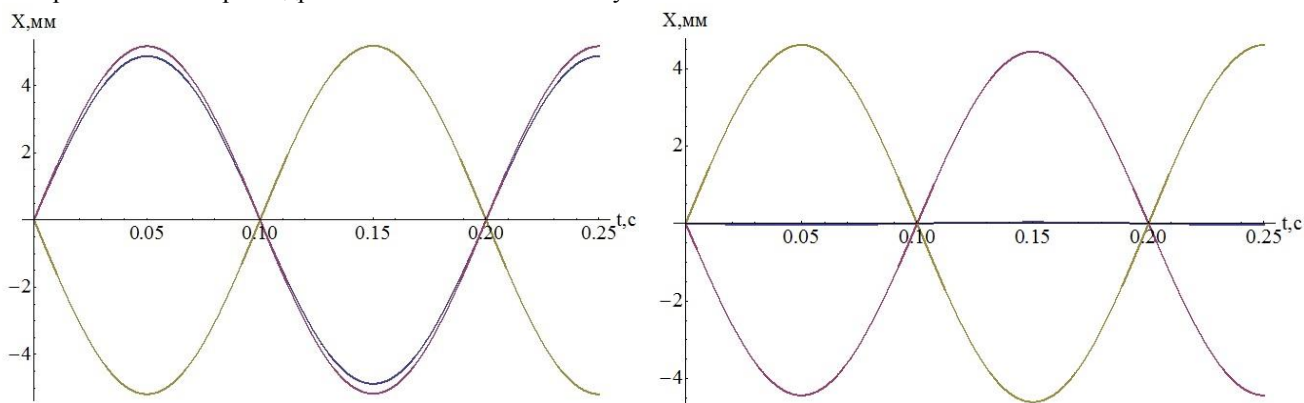


Рис.6. Графік амплітуд переміщення мас при $f=5 \text{ Гц}$:
а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.

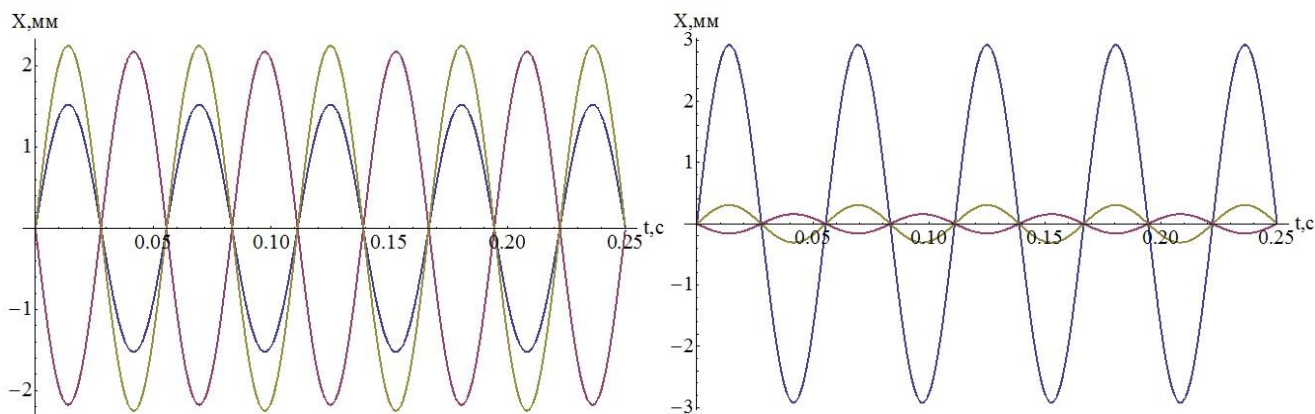


Рис.7. Графік амплітуд переміщення мас при $f=18 \text{ Гц}$:
а) робота дробарки без матеріалу; б) робота дробарки з матеріалом.

Отже, з наведених вище графіків рис.6 та рис.7 можна зробити висновок, що дана система буде ефективно працювати в двох режимах: 1) в околі першого резонансу; 2) між першим та другим резонансом (міжрезонансний режим). Крім частоти на амплітуду коливань плит мають великий вплив маси коливальних частин машини. Раціонально підібрані співвідношення коливальних мас забезпечують потрібний режим роботи дробарки (синфазний, протифазний) та забезпечують потрібні амплітуди коливань цих мас. Досліджувана дробильна установка складається із трьох мас рис.8. Найбільшу увагу слід

приділити ретельному підбору співвідношення другої та третьої маси та їх суми відносно першої маси. Такі припущення впливають на основі того, що безпосередньо з матеріалом взаємодіють саме маси 2 та 3. Тому їх амплітуди повинні бути задані в строго визначених межах, з метою забезпечення подрібнення матеріалу. В свою чергу зміною першої маси можна підсилювати або навпаки знижувати амплітуди коливання 2 та 3 маси. При підборі співвідношення мас m_2 та m_3 , значення маси m_1 приймаємо конструктивно, і задаємося умовою, що вона є сталою

на даному етапі. Значення жорсткостей системи c_1 , c_2 та c_0 , приймаємо з попередніх розрахунків. Скористаємося наступними логічними перетвореннями [5]:

$$N_c = m_2 + m_3, \quad (7)$$

$$k_B = \frac{m_2}{m_3}, \quad (8)$$

де N_c – сума другої та третьої маси системи; k_B – коефіцієнт відношення мас;

Виходячи з цього

$$m_2 = \frac{N_c}{1 + \frac{1}{k_B}}; \quad m_3 = \frac{N_c}{1 + k_B}. \quad (9)$$

Дані визначення були підставлені в рівняння руху системи замість значень мас m_2 та m_3 .

На основі вище викладеного матеріалу були побудовані графіки залежності коефіцієнта відношення мас від різних частот коливання рис.9

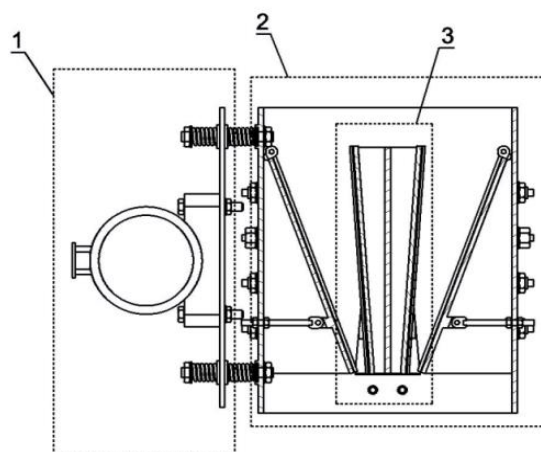


Рис.8. Схема машини для визначення коливальних мас
1 – перша маса (активна маса); 2 – друга маса (проміжна маса); 3 – третя маса (реактивна маса).

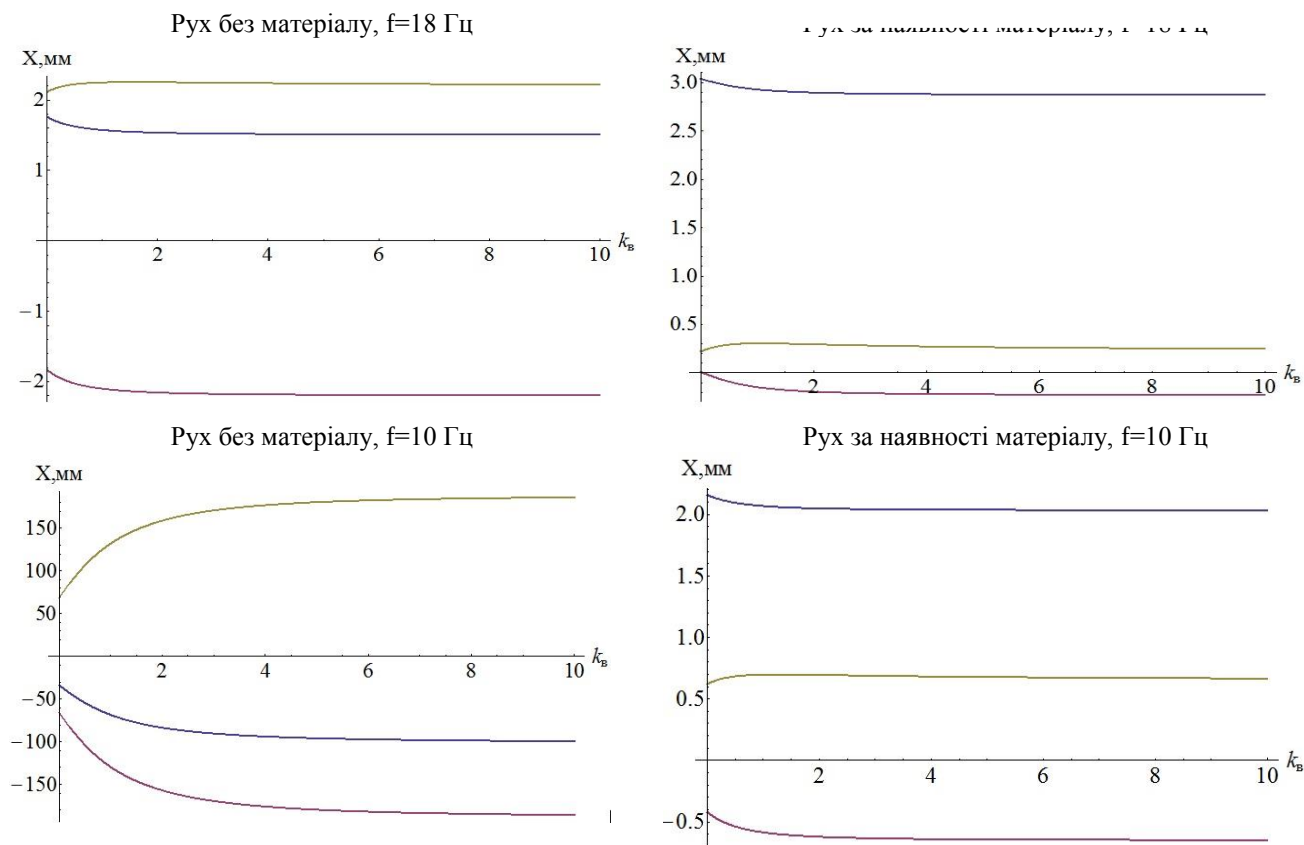


Рис.9. Залежності характеру зміни амплітуди від коефіцієнта співвідношення мас k_B .

З даних залежностей легко помітити, що після $k_B = 2$, амплітуди мас досягають свого максимального значення і далі майже не змінюються. Тож раціональним значенням коефіцієнта k_B буде 2. Але не при всіх частотних режимах. Так при роботі дробарки без матеріалу на частотах близьких до $f=10$ Гц, рух дробильних плит стає неможливим через занадто великі амплітуди. Тому можна сказати, що раціональне значення коефіцієнта k_B , лежить в

наступних межах $0 < k_B < 2$.

Висновок. В статті було розглянуто динамічні показники, які суттєво впливають на ефективну роботу вібраційної шоккової дробарки. Дані з аналізу графіків наведених в статті були прийняті до уваги при конструктивних розрахунках. Враховуючи, що в масу дробарки входить маса матеріалу, в даній роботі було прийнято $k_B = 1,15$.

Література

1. Вайсберг Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения/ Л.А.Вайсберг, Л.П.Зарогатский, В.Я.Туркин// Ред. Л.А.Вайсберг СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004. 306 с.
2. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.:КНУБА, 1999. – 488 с.
3. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем./ І.І. Назаренко// Навчальний посібник (2-е видання). – К.:Видавничий дім “Слово”, 2010. – 440 с.
4. Сапожников М.Я. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций./ М.Я. Сапожников// Учеб. для строительных вузов и факультетов. М., «Высш. школа». 1971. - 382 с. с илл.
5. Дедов О.П. Створення резонансної гідравлічної вібротрамбовки для ущільнення ґрунтів: дис. ... канд. тех. наук: 05.05.04/ О.П. Дедов //Київський нац. університет буд. і арх., Київ., 2009 р.

УДК 666.97.031

Ємельянова І.А., Шевченко В.Ю., Коротков Ю.Ю.¹

ТЕХНОЛОГІЧНІ КОМПЛЕКТИ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ФІБРОБЕТОННИХ СУМІШЕЙ

Наводиться аналіз роботи автомата-різчика сталених фібрових елементів з урахуванням витрат потужності на подолання тертя і профілювання, а також визначення основних параметрів роботи автомата-різчика поліпропіленової фібри.

Для приготування фібробетонних сумішей з різними фібровими елементами ефективно використовувати технологічні комплекти обладнання, що дозволяють повністю сумістити у часі усі проміжні операції. Отримання фібробетону необхідної якості вимагає рівномірного розподілу фібри по всьому об'єму бетонної суміші. Створення таких видів устаткування приваблює, перш за все, тим, що повністю виключається можливість комкування фібри при рівномірному її розподілі в бетонному середовищі. На Рис.1 а,б наведені такі комплекти обладнання, в які входять тривальний бетонозмішувач 1, автомати-різчики сталеної 2 або поліпропіленової 2' фібри, а також розчинобетонасос 3, що забезпечує транспортування готової суміші з фіброю. [1]

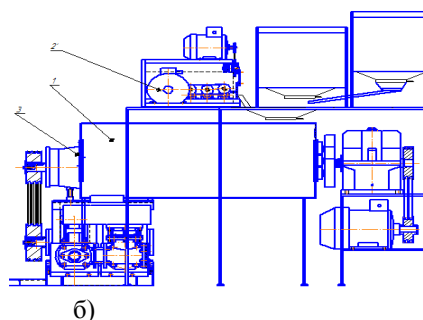
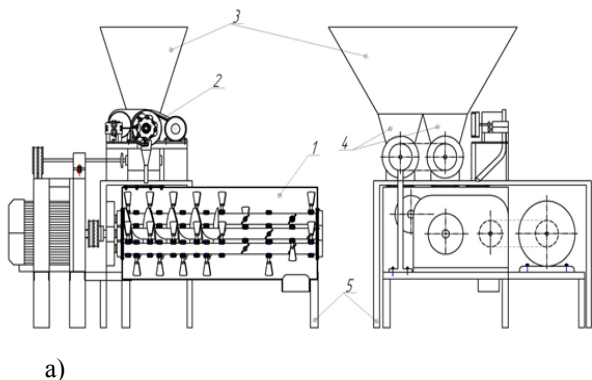


Рис.1. Технологічні комплекти обладнання для приготування фібробетонних сумішей:

а) – з використанням сталеної фібри; б) – з використанням поліпропіленової фібри.



Особливістю даних технологічних комплектів є наявність автомата-різчика сталеної 2 (Рис.1а) або поліпропіленової 2' (Рис.1б) фібри, принципові схеми яких наводяться нижче. Різчики фібрових елементів встановлені на зварній рамі і після нарізання елементів потрібної довжини забезпечують порційну подачу фібри у бетонозмішувач під час приготування бетонної суміші.

Кінематичні схеми автоматів-різчиків проілюстровані на Рис. 3,4. Автомат-різчик сталеної фібри. На рис. 3 показана схема процесу подачі профільюючими валами вже профільованого дроту 1 до ножової головки 4, яка обертається з заданою частотою, і забезпечує нарізання фібрових елементів потрібної довжини, які подаються в завантажувальний бункер роторного металника, що використовується в техноло-

¹ Ємельянова І.А., Шевченко В.Ю., Коротков Ю.Ю.
Харківський національний університет будівництва та архітектури.