

# Техніка Будівництва



**31, 2013**



# *Техніка Будівництва*



**Науково-технічний журнал**

**№31, 2013**

Видається з 1997р. двічі на рік

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

**Засновники:** Академія будівництва України,  
Київський національний університет будівництва і архітектури

**Редакційна колегія:**

Назаренко І.І., д-р техн. наук (Головний редактор)  
Адріанов В.П.; Бойко І.П., д-р техн. наук;  
Барашиков А.Я., д-р техн. наук; Войтенко С.П., д-р техн. наук;  
Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук; Злобін Г.К., Баранов Ю.О. (відповідальний секретар);  
Кривенко П.В., д-р техн. наук; Лівінський О.М., д-р техн. наук;  
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх.,  
Меламир Гашич, д-р техн. наук (Сербія), Міхалстип Рековські, д-р техн. наук (Польща);  
Рунова Р.Ф., д-р техн. наук; Сівко В.Й., д-р техн. наук;  
Смірнов В.М., канд. техн. наук (затупник головного редактора);  
Сукач М.К., д-р техн. наук; Хмара Л.А., д-р техн. наук; Черненко В.К., д-р техн. наук;

Рекомендовано до друку Вченою радою  
Київського національного університету будівництва і архітектури  
Протокол № 21 від 20.12. 2013 р.

Редактор Свідерський А.Т.  
Комп'ютерна верстка Басараб В.А.  
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

## ЗМІСТ

### Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Баранов Ю.О. Динаміка ударно-вібраційних систем з електромагнітним приводом для ущільнення будівельних сумішей.....	4
Косминський І.В. Підвищення ефективності використання привантажувача в технології ущільнення жорстких бетонних сумішей.....	10
Ловейкін В.С., Почка К.І. Дослідження навантажень в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом.....	13
Нестеренко М.М. Дослідження режимів ущільнення легкобетонних сумішей на ударно-вібраційній установці за допомогою методу математичного планування експерименту.....	19
Мартинцев В.С. Оцінка та аналіз конструкцій і параметрів змішувачів примусової дії.....	25
Мацюк Б.В. Оцінка та аналіз конструкцій і параметрів вібраційних грохотів для сортування заповнювачів бетонної суміші.....	30
Ручинський М.М., Свиридчук Д.Я. Дослідження коливань вібраційного бетонозмішувача з урахуванням впливу перемішувачого матеріалу.....	35
Міщук Є.О. Експериментальні дослідження роботи тримасної вібраційної дробарки.....	43
Клименко М.О. Вплив конструкції лопатевого апарату на якість гравітаційного перемішування будівельних сумішей.....	50

### Технологія і організація виробництва

Назаренко М.І. Моделі та механізми управління механізованими фондами будівельного підприємства.....	56
Нестеренко М.Є. Особливості виникнення фінансових ризиків у будівельних підприємствах.....	61

### Моделювання технологічних процесів

Лесько В.І. Імовірнісні моделі роботоздатності гідроприводів одноківшових екскаваторів.....	64
Нестеренко М.П. Математичне моделювання впливу коливань поздовжніх стінок форми на ущільнення бетонної суміші при горизонтально направлених коливаннях віброустановки.....	73



## Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 693.542.52-868

Ю. О. Баранов, к.т.н., доцент КНУБА

### ДИНАМІКА УДАРНО-ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

**АНОТАЦІЯ.** Стаття присвячена дослідженню динаміки електромагнітної ударно – вібраційної установки для віброущільнення будівельних сумішей. Розглянуто фізичну та математичну моделі системи. Досліджено поведінку системи за умов зміни часу затримки на вмикання живлення електромагнітів. Для розв'язання диференціальних рівнянь руху застосовано чисельну методику розрахунку. Наведено впровадження результатів досліджень у виробництво та навчальний процес.

**Ключові слова:** ударно – вібраційна установка, математична модель, чисельний розрахунок.

**ANNOTATION.** The article presents an investigation of electromagnetic shock – vibration setting dynamics under conditions of construction mixtures vibro-compacting. The physical and mathematical models of the system were considered. The system behavior under condition of electromagnets switching power time delay was researched. Numeral method of calculation to solve the differential equations of motion was applied. Implementation of research results into manufacturing and the educational process was presented.

**Key word:** shock vibration setting, mathematical model, numeral calculation.

**Актуальність роботи.** Електромагнітні вібратори, які працюють в гармонічному (вібраційному) режимі, застосовуються досить широко в багатьох галузях промисловості завдяки високій надійності та нескладному керуванню режимом роботи. Головним чином вони використовуються у вібротранспортуючих машинах, робочі органи яких дозволяють розміщення декількох вібраторів без забезпечення синхронізації режиму роботи, що досить важко виконати при використанні змінного або напіввипрямленого струму. Використання таких вібраторів в ударно-вібраційних машинах обмежується відносно невеликою амплітудою коливань. Одним із шляхів усунення зазначених вище недоліків електромагнітних вібраторів є використання електромагніта, який працює на постійному або випрямленому струмі, і який може забезпечити ударно-вібраційні коливання з необхідним розмахом та асиметрією прискорень [2,4,5,6]. При цьому вібратор не є автономним агрегатом у машині, що, в даному випадку, зменшує металоємкість та собівартість виготовлення обладнання.

**Викладення основного матеріалу.** Для ущільнення будівельних сумішей пропонується багатоблокова ударно-вібраційна площадка з електромагнітним приводом на випрямленому струмі [1,3]. Кількість віброблоків визначається вантажопідйомністю та габаритами виробу в плані.

Віброблок являє собою двомасову автоколивальну систему (рис.1). Верхня маса включає масу робочого органу 3 на яку встановлена форма 1 з сумішшю, що ущільнюється, та масу статора 4 електромагніта з котушкою 5. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами 2. Нижня маса включає масу ударника 7 з якорем 8 електромагніта. Ударник з'єднаний з робочим органом пружними елементами 6. Маса співударяються через буферні елементи 9, зазор в яких менший зазору в магнітопроводі електромагніта. Котушки електромагнітів всіх віброблоків підключено паралельно до виходу блока живлення 13. Між робочим органом та ударником встановлено переривач живлення 10, який є елементом зворотного зв'язку в схемі керування блоком живлення.

Віброблок працює наступним чином. Під час проходження струму в котушці, під дією електромагнітної сили маси зближуються і стискають пружні елементи підвіски ударника. При заданому положенні мас (в початковий момент удару, або дещо раніше),

переривник знеструмлює котушку. Далі, під дією сили тяги електромагніту, що породжується залишковим струмом, маси продовжують зближуватись і частково стискають буфери. Потім, під дією потенційної енергії стиснення буферів і підвіски ударника, а також за рахунок відновлення швидкості після удару, маси віддаляються. Через заданий проміжок часу (в початковий момент зближення мас, або дещо пізніше) реле часу, яке включене в схему керування, подає живлення на котушку, і цикл повторюється.

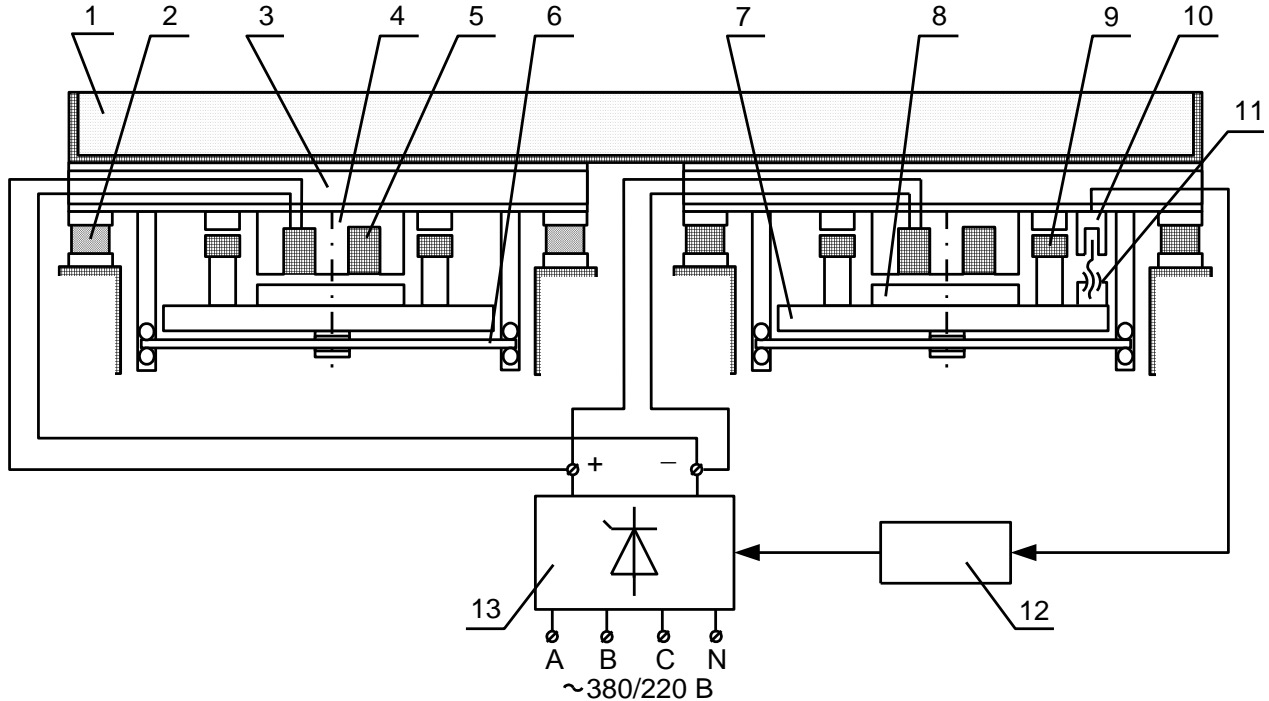


Рисунок 1. Схема ударно-вібраційної площадки з електромагнітним приводом на випрямленому струмі.

1-форма з бетонною сумішшю. 2-опорні амортизатори. 3-верхня маса(робочий орган). 4-осердя електромагніта. 5-котушка електромагніта. 6-ресора. 7-нижня маса(ударник). 8-якір електромагніта. 9-буфер. 10-індукційний датчик. 11-регулювальний гвинт. 12-схема керування. 13-тиристорний випрямляч.

### ***Розрахункова модель і описання динаміки досліджуваної системи.***

Динамічна модель віброблока приведена на рисунку 2.

Досліджувана система складається з маси  $m_1$  - робочого органу і частини маси форми з сумішшю, яка припадає на один віброблок а також маси  $m_2$  - ударника. Коливання мас збуджуються електромагнітом з силою тяги  $F_e$ . Співударяння мас відбувається через пружні елементи (буфера) жорсткістю  $c_2$  з коефіцієнтом опору  $b_2$ . Взаємне переміщення мас забезпечується за рахунок пружних елементів (підвіски ударника) жорсткістю  $c_1$  з коефіцієнтом опору  $b_1$ .

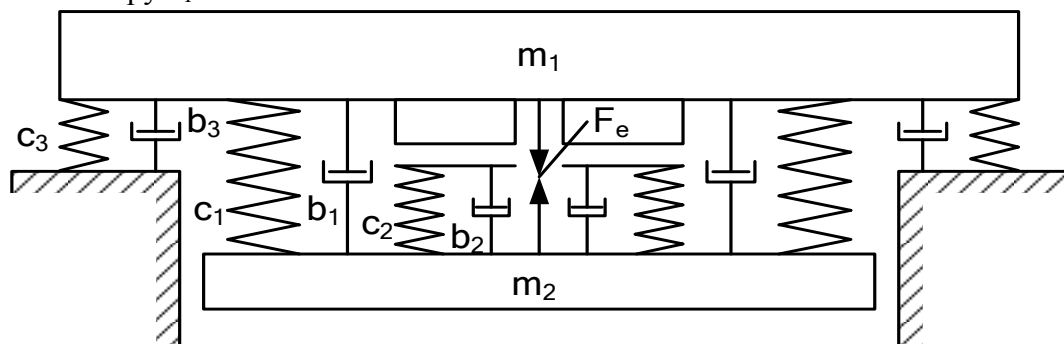


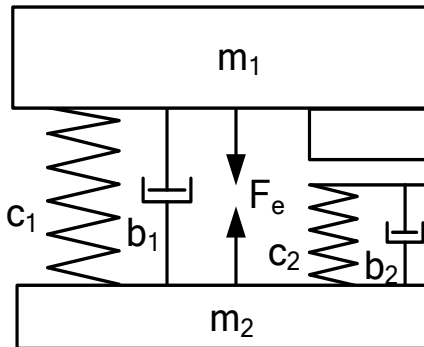
Рисунок 2. Динамічна модель віброблока.

Маса  $m_1$  віброізолюється від фундаменту опорними пружними елементами (амортизаторами) жорсткістю  $c_3$  з коефіцієнтом опору  $b_3$ . При забезпеченні умови віброізоляції, опорні пружні елементи не виявляють суттєвого впливу на рух системи, тому, можна прийняти,  $c_3=0$  і  $b_3=0$ . Розрахункова схема такої моделі і розгортка коливань приведені на рис. 3.

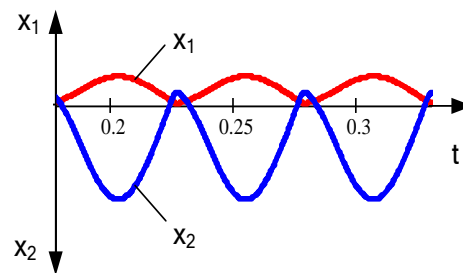
Динаміка системи описується рівняннями руху мас та рівняннями електромагнітного ланцюга.

Рівняння руху верхньої маси:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + b_3 \dot{x}_1 + c_1(x_1 - x_2) + c_2(x_1 - x_2 + x_k) + c_3 x_1 = -F_e, \quad (1)$$



а)



б)

Рисунок 3. Зведений рух системи.

а) - розрахункова схема. б) - розгортка коливань.

Рівняння руху ударника:

$$m_2 \ddot{x}_2 - (b_1 + b_2)(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - c_1(x_1 - x_2) - c_2(x_1 - x_2 + x_k) = F_e, \quad (2)$$

Рівняння електромагнітного ланцюга:

$$\frac{d(Li)}{dt} + iR = U. \quad (3)$$

В нашому випадку, для спрощення процедури розрахунку, спрямувавши координатні осі як вказано на рисунку 3, б будемо мати:

Рівняння руху робочого органу (маси  $m_1$ ):

$$m_1 \ddot{x}_1 + (b_1 + b_2)\dot{x} + (c_1 + c_2)x = F_e, \quad (4)$$

де:  $x=x_1+x_2$ , м – відносне переміщення мас  $m_1$  і  $m_2$ ;

$\dot{x} = \dot{x}_1 + \dot{x}_2$ , м/с – відносна швидкість мас  $m_1$  і  $m_2$ ;

$\ddot{x}_1$ , м/с<sup>2</sup> – прискорення маси  $m_1$ .

Рівняння руху ударника (маси  $m_2$ ):

$$m_2 \ddot{x}_2 + (b_1 + b_2)\dot{x} + (c_1 + c_2)x = F_e, \quad (5)$$

де:  $\ddot{x}_2$ , м/с<sup>2</sup> - прискорення маси  $m_2$ .

Рівняння електромагнітного ланцюга:

$$U = ir + \frac{d\psi}{dt}, \quad (6)$$

де:  $i$ , А – сила струму в ланцюгу котушки електромагніта;

$r$ , Ом – опір в ланцюгу котушки;

$\psi = Li$ , Вб – повне потокозчеплення;

$L$ , Гн – повна індуктивність.



За результатами досліджень встановлено, що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника -  $C_1$  та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів -  $t_z$  можна керувати параметрами роботи машини для забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення.

В результаті аналізу залежності основних параметрів роботи машини від  $t_z$  встановлено, що частота ударів змінюється в середньому на 15%, напіврозмах коливань на 30%, потужність – більш ніж на 100%.

Залежність кінематичних параметрів системи від  $t_z$  наведено на графіках (рис. 4).

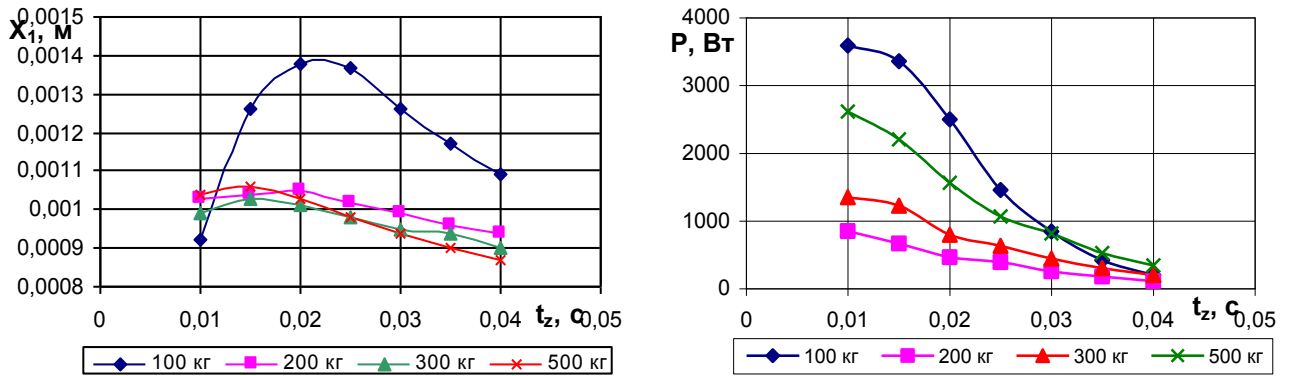


Рисунок 4. Залежність кінематичних параметрів системи від  $t_z$ .

Одним із завдань дослідження є впровадження результатів розробок в учбовий процес, що передбачає створення учбово-лабораторних стендів, лабораторних робіт, впровадження методики досліджень в науково-педагогічний процес.

За результатами досліджень було створено лабораторний учбовий стенд (рис. 5), який включає: зменшену модель електромагнітної ударно-вібраційної площадки (вантажопідйомність  $P=10$  кг, частота  $\omega=25$  Гц, напіврозмах коливань  $X_1/2=1$  мм), прилад живлення (ЛАТР  $U=0\dots 250$  В,  $I=0\dots 9$  А), вимірювальні прилади (амперметр  $I=0\dots 5$  А, вольтметр  $U=0\dots 300$  В) та з'єднувальні провідники. Лабораторний стенд підключається за схемою що приведена на рисунку 6.

Працює апаратура наступним чином: після ввімкнення живлення змінний струм через вимірювальні прилади та діод, що включений до схеми, потрапляє на котушки електромагнітів; ударники притягуючись до верхньої маси ударяють по ній буферними елементами, за наступний на півперіод діод відсікає живлення і маси розходяться, далі цикл повторюється.

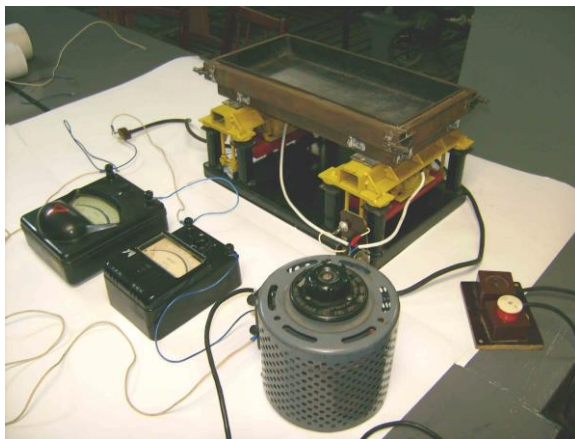


Рисунок 5. Учбово-лабораторний стенд.

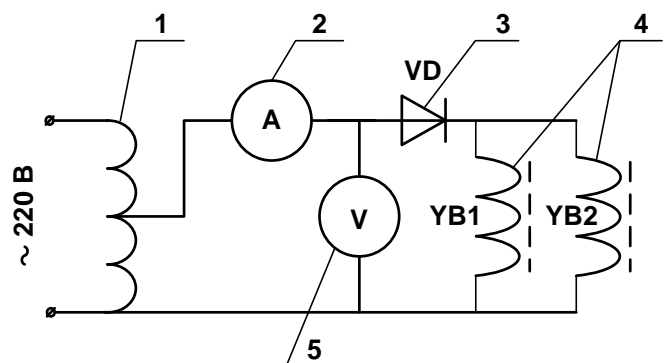


Рисунок 6. Електрична схема стенда.  
1-ЛАТР; 2-амперметр; 3-діод Д241; 4-котушки електромагнітів; 5-вольтметр.



Сутність лабораторної роботи полягає в наступному: в умовах незавантаженої форми, після ввімкнення живлення ручкою ЛАТРа поступово збільшуємо напругу живлення до отримання стійкої роботи машини, при цьому фіксуємо показання приладів; далі збільшуємо навантаження за допомогою імітатора бетонної суміші.

Для кожного навантаження встановлюємо стійкий режим роботи і фіксуємо показання приладів, результати при цьому заносимо до таблиці. За отриманими даними будуємо графіки  $X_1/2=f(m_6)$ ,  $f=f(m_6)$ ,  $P=f(m_6)$ . Проводимо теоретичні розрахунки основних параметрів роботи машини, будуємо графіки і порівнюємо з експериментальними результатами, робимо основні висновки.

За результатами теоретичних та експериментальних досліджень розроблено методику інженерного розрахунку двомасової ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. Спроектовано ряд уніфікованих віброблоків вантажопідйомністю від 500 до 2500 кг. Оптимальні динамічні параметри системи мають такі числові значення:

- вантажопідйомність віброблока – 2000 кг
- частота ударів – 20 Гц
- середнє прискорення робочого органа –  $35 \text{ м/с}^2$
- асиметрія верхнього та нижнього прискорень – 5
- напіврозмах коливань – 0,7...0,8 мм

За результатами досліджень спроектовано триблокову ударно-вібраційну площадку для формування залізобетонних виробів. Дослідно-промисловий зразок установки вантажопідйомністю 6 т виготовлено та випробувано на Броварському заводі будівельних конструкцій (рис.7). Проведені випробування підтвердили високу ефективність такого класу машин.

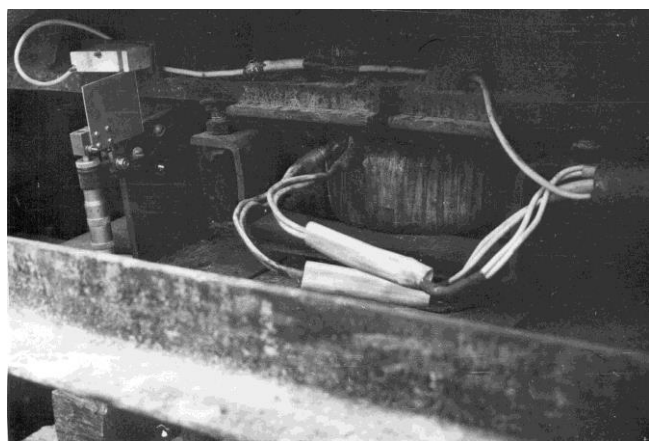
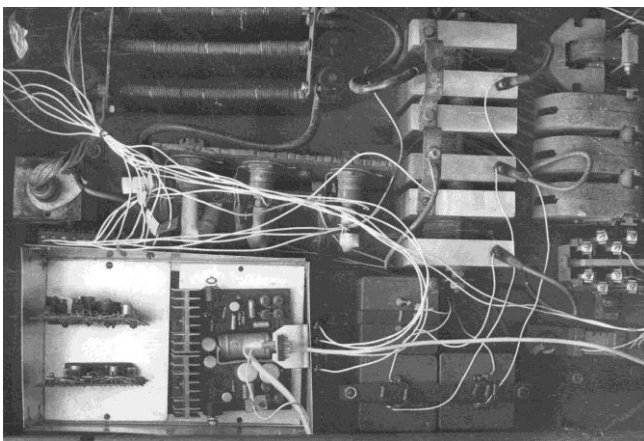
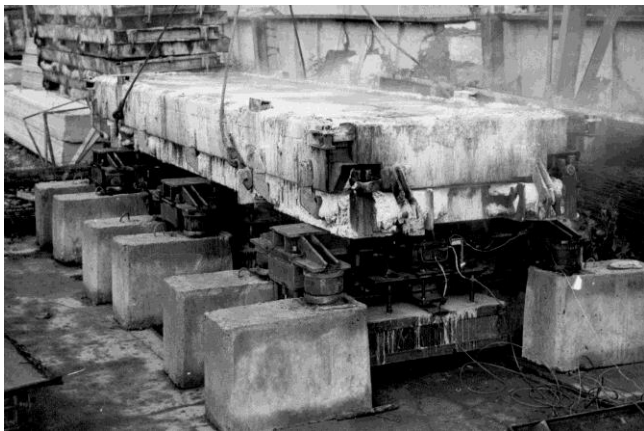


Рисунок 7. Загальний вид ударно-вібраційної площадки, електромагнітного приводу та системи керування електромагнітним віброзбуджувачем.

*Література*

1. Баранов Ю.А. Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом / Ю. А. Баранов // Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. Респуб. межвед. науч.-технич. сборник. К.: Техника, 1990, вип.43. – С.69 – 72.
2. Гусев Б.В. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей / Б.В. Гусев, А.Д. Демидов, Б.И. Крюков и др. – М.: Стройиздат, 1982. – 150 с.
3. Иносов В.Л., Назаренко И.И., Хо Тхи Ха. Новая электромагнитная низкочастотная виброплощадка ударного действия / В.Л. Иносов, И.И. Назаренко, Хо Тхи Ха // Известия ВУЗов. Строительство и архитектура, 1982. – № 7. С. 118-122.
4. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем / І.І. Назаренко. – К.: Видавничий дім “Слово”, 2010. – 440 с.
5. Овчинников П.Ф. Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара / П.Ф. Овчинников, В.С. Бабий. – Кишинев: Штиинца, 1976. – 134 с.
6. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей / Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища школа, 1985. – 167 с.



УДК 66.9.033

І.В. Косминський, к.т.н., доцент КНУБА

## ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ПРИВАНТАЖУВАЧА В ТЕХНОЛОГІЇ УЩІЛЬНЕННЯ ЖОРСТКИХ БЕТОННИХ СУМІШЕЙ

**ANNOTATION.** Increase Effective use of the device, which creates additional pressure on the molded article, in sealing technology zhëskih concrete mixtures. The paper proposes a method for stabilizing fluctuations in the system with a shaking table. As proposed solutions ratio installation parameter taking into account stability of the amplitude fluctuations device that generates additional pressure on the molded article, irrespective of the height of a column of concrete mix

**Key words:** stabilization, a device which creates additional pressure on the molded article, the concrete mix.

Залізобетонні конструкції сьогодні й у перспективі будуть відігравати значну роль у цивільному й промисловому будівництві. Досягнення високих показників якості залізобетонних виробів у значній мірі забезпечується ефективним ущільненням жорстких бетонних сумішей при технологічно-доцільних витратах в'язучого. Тому питання вдосконалення ущільнюючого обладнання, методики підбору раціональних режимів ущільнення виробів різної геометрії з жорстких бетонних сумішей є актуальним, і потребує подальшого вивчення. Одним зі шляхів розв'язання цієї проблеми є використання привантажувачів, які дають змогу інтенсифікувати процес ущільнення за рахунок допоміжного тиску на суміш. У зв'язку із цим створення нових і вдосконалення існуючих ущільнюючих машин та дослідження їх динаміки з урахуванням впливу оброблюваного середовища залишається актуальним.

Теоретичне та експериментальне вивчення характеру руху системи «віброплощадка-привантажувач» [1-5] показало, що цей процес не завжди є стійким та супроводжується значним змінами режиму коливаль, які викликані резонансними явищами в системі. Вони мають особливість, яка пов'язана з хвильовими явищами в середовищі ущільнення та разом з тим мають сталий характер і тривають на протязі всього періоду обробки, починаючи з періоду, коли суміш, як динамічна ланка в системі, набуває відповідну жорсткість.

При проведенні досліджень на певних діапазонах висот, це призводило до появи відривних коливаль, що негативно впливало на якість виробів, які формувалися, а разом з тим на експлуатаційну надійність всієї машини. Отже, успішне використання привантажувача при змінних умовах формування можливо лише при стабілізації режиму робочого органу, якій здійснюється диференційовано, з врахуванням конкретних умов.

Стабілізації режиму коливаль можливо досягти за допомогою таких методів, як:

- регулюванням коефіцієнта динамічності що являє собою підкореневий вираз формули (1);
- застосуванням динамічного гасителя коливаль.

$$x_{np} = \frac{F_{np}}{|\chi_{np}|} \frac{1}{\sqrt{\left[ \frac{\chi_s}{m_6 \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 + \frac{m_6 \omega^2 \Phi_2 - \chi_s \Phi_3}{\chi_{np}} \right]^2 + \left[ \frac{\chi_s}{m_6 \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 + \frac{m_6 \omega^2 \Theta_2 - \chi_s \Theta_3}{\chi_{np}} \right]^2}} \quad (1)$$

$$\sqrt{\left[ \frac{\chi_s}{m_6 \omega^2} \Phi_1 - \Phi_3 - \frac{F_0}{F_{np}} \right]^2 + \left[ \frac{\chi_s}{m_6 \omega^2} \Theta_1 - \Theta_3 \right]^2}}$$

При побудові графіка (рис. 1) можна побачити, що в зоні  $\omega_0 < \omega$  значення коефіцієнта динамічності доволі значні, але на шляху наближення  $\omega_0$  до  $\omega$  - швидко знижуються. За

умови  $\omega_0 = \omega$  додаткова маса  $m_{0m}$  є динамічним гасителем для маси  $m_{np}$  та  $\lambda = 0$ , після чого величина коефіцієнта динамічності м'яко зростає. Починаючи зі значень  $\omega_0^2 / \omega^2 = 1,4 \dots 1,8$  коефіцієнт  $\lambda$  змінюється не суттєво, що є свідомством вирівнювання впливу параметрів вібратора в цій зоні.

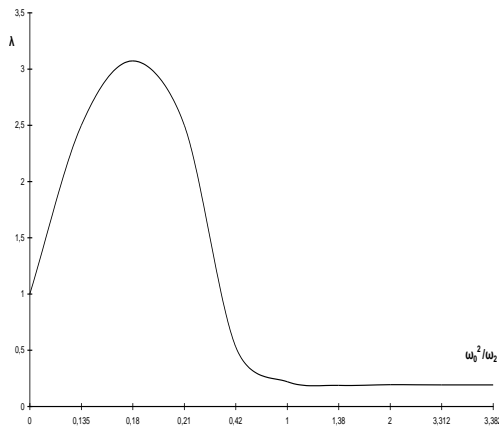


Рисунок 1. Залежність  $\lambda = f(\omega_0^2 / \omega^2)$  для привантажувача.

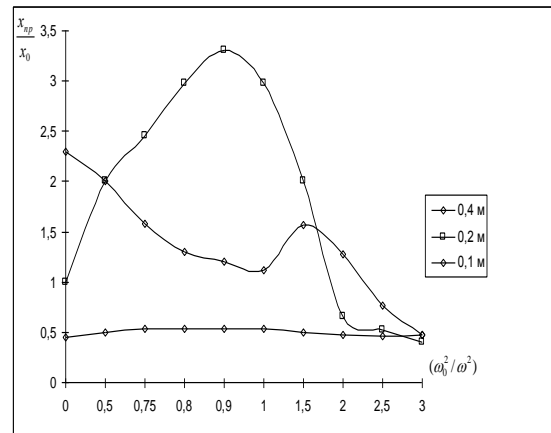


Рисунок 2. Амплітуда коливань привантажувача при співвідношенні власної та вимушеної частот при  $m_{dm}/m_{np} = 0,3$  та  $\omega/c_{np} = 6,28$ .

Для визначення необхідної величини коефіцієнта динамічності в реальних умовах було розглянуто, як змінюється амплітуда коливань привантажувача зі зміною  $\lambda$  при взаємодії привантажувача та бетонної суміші. Графіки на рис.2 побудовані для співвідношення  $m_{dm}/m_{np} = 0,3$  та частоти 293 рад/с.

При співвідношенні  $m_{dm}/m_{np} = 0,3$  амплітуда значно зменшується та майже завжди менше розрахункової величини амплітуди. Перепади величини зміщення на кривій (рис.2) є доволі значні  $\omega_0^2 / \omega^2 = 0,8 \dots 1,5$ . При подальшому збільшенні  $\omega_0^2 / \omega^2$  вплив його знижує величину амплітуди коливань. Після спостерігається деяке, незначне, зростання амплітуди та стабілізація її на всьому діапазоні змін  $\omega_0^2 / \omega^2$  для різних висот.

Таким чином, аналізуючи криві на рис. 6, можливо припустити, що існують дві зони, в яких можливо експлуатувати машину. Перша – це зона віброізолюваної маси  $m_{dm}$ . При цьому необхідно щоб підбір співвідношення  $m_{dm}/m_{np}$  був раціональним. Таке співвідношення знаходиться в діапазоні 0,35...0,45.

Друга - зона співвідношень  $\omega_0^2 / \omega^2 \approx 1,5 \dots 1,7$ . В цій зоні система стає не чутливою до зміни динамічного впливу стовпа бетонної суміші.

Вибір співвідношення параметрів установки у відповідності з умовою  $\omega^2 = \omega_0^2 = \frac{c_{np}}{m_{dm}}$

забезпечує сталість амплітуди коливань привантажувача, незалежно від висоти стовпа бетону. Разом з тим, амплітуда коливань допоміжної маси (2), залежить від висоти та динамічних властивостей бетонної суміші:

$$x_{0np} = \frac{F_0 \left( \frac{m_0 \omega^2}{\varphi} \operatorname{ctg} \varphi - m_{np} \omega^2 + c_{np} \right)}{c_{np}^2} \quad (2)$$

При розробці привантажувача були запропоновані основні принципи, які враховані при його створенні:

- забезпечення санітарних норм по рівню шуму під час експлуатації агрегату та максимальної зручності обслуговування і ремонту агрегату;



- мінімізація витрат ручної праці при експлуатації привантажувачів;
- припускається можливість зміни робочих органів привантажувачів та регулювання ущільнюючих тисків;
- забезпечення однакової ефективності ущільнення по всьому об'єму будівельної суміші та передача максимуму енергії від робочого органу до оброблюваного середовища;

Результати теоретичних і експериментальних досліджень взаємодії привантажувача з середовищем знайшли відображення у створенні конструктивних схем нових машин, на які отримано патенти на корисну моделі "Установка для формування залізобетонних виробів" та "Установка регулювання величини додаткового тиску при формуванні залізобетонних виробів".

### *Література*

1. Косминський І.В. Аналіз руху динамічної системи: «віброустановка – бетонна суміш – привантажувач»./ Назаренко І.І., Косминський І.В.// Науково- технічний журнал «Техніка будівництва», Київ, КНУБА, №10, 2001, 16 – 20 с.
2. Косминський І.В. Довантажувачі в технології бетону ./Косминський І.В.// Науково- технічний журнал «Техніка будівництва», Київ, КНУБА, №13, 2002, 93-96с.
3. Косминський І.В. Дослідження робочих процесів вібромашин зі змінним режимом руху./ [Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Ручинський М.М., Свідерський А.Т., Косминський І.В., та інш.]/Науково- технічний журнал «Техніка будівництва», Київ, КНУБА, №15, 2004, 22-31 с.
4. Косминський І.В. Вплив властивостей середовища на визначення параметрів привантаження./ Гарнець В.М., Косминський І.В. //Науково- технічний журнал «Техніка будівництва», Київ, КНУБА, №15, 2004, с.86 – 91.
5. Косминський І.В. Врахування впливу дотичних напружень в системі «віброплощадка – бетонна суміш – привантажувач»./ Гарнець В.М., Косминський І.В. // Науково- технічний журнал «Техніка будівництва», Київ, КНУБА, №19, 2007, 74 – 75 с.

УДК 693.546

*В.С. Ловеїкін, д.т.н., професор;  
К.І. Почка, к.т.н., доцент*

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖЕНЬ В ЕЛЕМЕНТАХ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНИМ ПРИВОДОМ

**АНОТАЦІЯ.** Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки визначено навантаження в її елементах та встановлено характер їх зміни протягом циклу руху, а також визначено значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування.

**Ключові слова:** роликова формувальна установка, приводний механізм, зусилля, потужність.

**SUMMARY.** For roller forming installation with energetically balanced drive on three forming carts loadings in its elements are defined and nature of their change throughout a motion cycle is established, and also value of the power necessary for ensuring process of formation is defined.

**Key words:** roller forming installation, driving mechanism, effort, power.

**Постановка проблеми.** В установках роликового формування залізобетонних виробів під час їхньої роботи виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувальних візків [1-6]. Не дивлячись на досить широке дослідження технологічного процесу формування залізобетонних виробів безвібраційним роликовим методом [1-3], до цих пір не було досліджено динаміку руху формувального візка та її вплив на процес формування. Мало приділялось уваги зусиллям, що виникають в елементах приводного механізму та формувального візка.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-3]. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням та режимам руху, що в значній мірі впливає на роботу установки та на якість готової продукції.

Для підвищення продуктивності роботи з одночасним зниженням енерговитрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення виробів з бетонної суміші та розвантаження приводного механізму було розроблено конструкцію роликової формувальної установки [7], що складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут  $\Delta\varphi = 120^\circ$ . Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення виробів з бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 1 зображено загальний вигляд роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків (вигляд з боку) та наведено її кінематичну схему. Установка складається з трьох однакових формувальних візків 1, 2 та 3, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 4, 5 та 6 шарнірно рухомо з'єднано з кривошипами 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на приводному валу 10 та зміщені один відносно другого на кут  $\Delta\varphi = 120^\circ$ . Формувальні візки 1, 2 та 3 змонтовані на спільному порталі 11. На порталі 11 є напрямні руху 12, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожньою

форми 13. Формувальні візки 1, 2 та 3 мають подавальний бункер 14 та уковувальні ролики 15, які встановлені в напрямних руху 12.

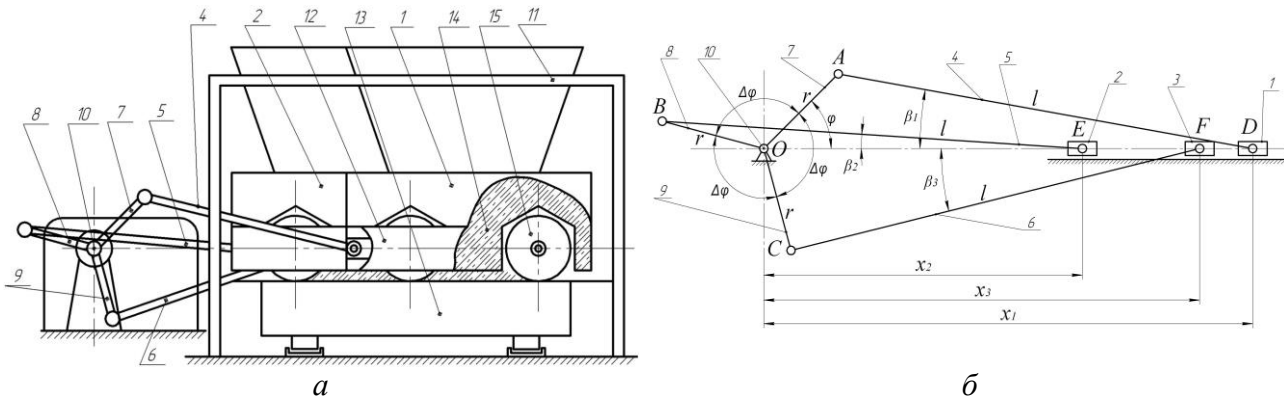


Рисунок 1. Роликова формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

В роботі [8] було визначено навантаження в елементах роликів формувальних установок, однак це було зроблено для установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок. Тому актуальною є задача визначення навантажень в елементах роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом.

**Метою даної роботи** є дослідження навантажень в елементах роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та встановлення характеру їх зміни протягом циклу руху, а також визначення значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** В такій установці під час її роботи виникають навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка. Для роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом складено розрахункову схему навантажень на один із формувальних візків (рис. 2, а) та на приводний механізм (рис. 2, б), визначені геометричні параметри та місця прикладання відповідних навантажень. На інші два формувальні візки діють аналогічні навантаження, що відповідають їхнім положенням.

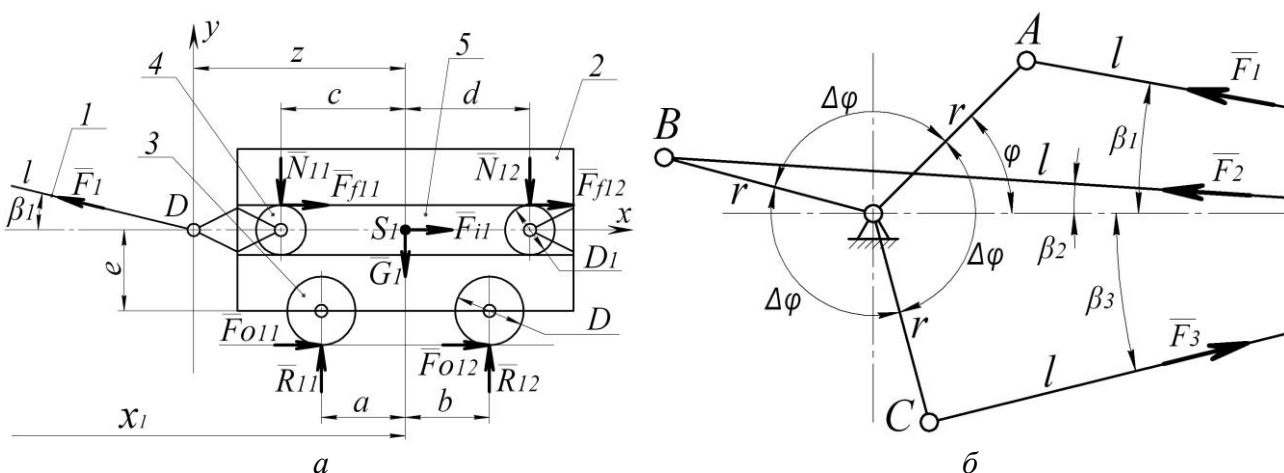


Рисунок 2. Розрахункова схема навантажень на формувальний візок (а) та на приводний механізм (б).

На розрахунковій схемі навантажень на формувальний візок (рис. 2, а) 1 – шатун, 2 – формувальний візок, 3 – уковувальні ролики, 4 – напрямні ролики та 5 – напрямні руху формувального візка.



Для установки складено рівняння кінетостатичної рівноваги формувальних візків 1, 2 та 3. Спроекувавши всі сили на осі  $x$  і  $y$  та взявши суму моментів усіх сил відносно центрів мас формувальних візків, отримано:

для першого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_1 \cdot \cos \beta_1 + F_{O11} + F_{O12} + F_{f11} + F_{f12} + F_{i1} = 0; \\ \sum Y = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{11} - N_{12} = 0; \\ \sum M_{S1} = -R_{11} \cdot a + F_{O11} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{12} \cdot b + F_{O12} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + \\ + N_{11} \cdot c - F_{f11} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{12} \cdot d - F_{f12} \cdot \frac{D_1}{2} - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1 = 0; \end{cases} \quad (1)$$

для другого формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_2 \cdot \cos \beta_2 + F_{O21} + F_{O22} + F_{f21} + F_{f22} + F_{i2} = 0; \\ \sum Y = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{21} - N_{22} = 0; \\ \sum M_{S2} = -R_{21} \cdot a + F_{O21} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{22} \cdot b + F_{O22} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + \\ + N_{21} \cdot c - F_{f21} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{22} \cdot d - F_{f22} \cdot \frac{D_1}{2} - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2 = 0; \end{cases} \quad (2)$$

для третього формувального візка:

$$\begin{cases} \sum X = -F_3 \cdot \cos \beta_3 + F_{O31} + F_{O32} + F_{f31} + F_{f32} + F_{i3} = 0; \\ \sum Y = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{31} - N_{32} = 0; \\ \sum M_{S3} = -R_{31} \cdot a + F_{O31} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{32} \cdot b + F_{O32} \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + \\ + N_{31} \cdot c - F_{f31} \cdot \frac{D_1}{2} - N_{32} \cdot d - F_{f32} \cdot \frac{D_1}{2} - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3 = 0, \end{cases} \quad (3)$$

де  $F_1$ ,  $F_2$  та  $F_3$  – зусилля в шатунах, яке необхідне для приведення в зворотно-поступальний рух формувальних візків;  $\beta_1$ ,  $\beta_2$  та  $\beta_3$  – кутові координати, які визначають положення шатунів відносно горизонталі;  $F_{O11}$ ,  $F_{O12}$ ,  $F_{O21}$ ,  $F_{O22}$ ,  $F_{O31}$  та  $F_{O32}$  – зусилля взаємодії ролика з бетонною сумішшю;  $R_{11}$ ,  $R_{12}$ ,  $R_{21}$ ,  $R_{22}$ ,  $R_{31}$  та  $R_{32}$  – вертикальні сили взаємодії ролика з бетонною сумішшю;  $N_{11}$ ,  $N_{12}$ ,  $N_{21}$ ,  $N_{22}$ ,  $N_{31}$  та  $N_{32}$  – нормальні реакції напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики;  $F_{f11} = N_{11} \cdot f_{np}$ ,  $F_{f12} = N_{12} \cdot f_{np}$ ,  $F_{f21} = N_{21} \cdot f_{np}$ ,  $F_{f22} = N_{22} \cdot f_{np}$ ,  $F_{f31} = N_{31} \cdot f_{np}$ ,  $F_{f32} = N_{32} \cdot f_{np}$  – сили тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків;  $f_{mp}$  – коефіцієнт тертя напрямних роликів по напрямних руху формувальних візків;  $F_{i1}$ ,  $F_{i2}$  та  $F_{i3}$  – сили інерції формувальних візків;  $G_1$ ,  $G_2$  та  $G_3$  – сили тяжіння формувальних візків;  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$ ,  $z$  – геометричні розміри формувального візка;  $D$  – діаметр укочувальних роликів;  $D_1$  – діаметр напрямних роликів.

Розв'язавши складені системи рівнянь (1)-(3) відносно  $F_1$ ,  $F_2$ ,  $F_3$ ,  $N_{11}$ ,  $N_{12}$ ,  $N_{21}$ ,  $N_{22}$ ,  $N_{31}$  та  $N_{32}$ , отримано залежності для визначення зусилля в шатунах та нормальних реакцій напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа:

$$N_{11} = F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1 - N_{12}; \quad (4)$$



$$N_{12} = \frac{-R_{11} \cdot a + (F_{O11} + F_{O12}) \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{12} \cdot b + (F_1 \cdot \sin \beta_1 + R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2}\right) - F_1 \cdot z \cdot \sin \beta_1}{(d + c)};$$

$$N_{21} = F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2 - N_{22};$$

$$N_{22} = \frac{-R_{21} \cdot a + (F_{O21} + F_{O22}) \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{22} \cdot b + (F_2 \cdot \sin \beta_2 + R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2}\right) - F_2 \cdot z \cdot \sin \beta_2}{(d + c)}; \quad (5)$$

$$N_{31} = F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3 - N_{32};$$

$$N_{32} = \frac{-R_{31} \cdot a + (F_{O31} + F_{O32}) \cdot \left(e + \frac{D}{2}\right) + R_{32} \cdot b + (F_3 \cdot \sin \beta_3 + R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot \left(c - f_{np} \cdot \frac{D_1}{2}\right) - F_3 \cdot z \cdot \sin \beta_3}{(d + c)}; \quad (6)$$

$$F_1 = \frac{F_{O11} + F_{O12} + (R_{11} + R_{12} - G_1) \cdot f_{np} + F_{i1}}{\cos \beta_1 - \sin \beta_1 \cdot f_{np}}; \quad F_2 = \frac{F_{O21} + F_{O22} + (R_{21} + R_{22} - G_2) \cdot f_{np} + F_{i2}}{\cos \beta_2 - \sin \beta_2 \cdot f_{np}};$$

$$F_3 = \frac{F_{O31} + F_{O32} + (R_{31} + R_{32} - G_3) \cdot f_{np} + F_{i3}}{\cos \beta_3 - \sin \beta_3 \cdot f_{np}}. \quad (7)$$

Користуючись геометричними характеристиками приводного механізму отримано вирази для визначення кутових координат положення шатунів відносно горизонталі:

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin \varphi\right); \quad \beta_2 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi)\right); \quad \beta_3 = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi)\right), \quad (8)$$

де  $r$  – радіус кривошипів;  $\varphi$  – кутова координата кривошипа першого формувального візка;  $\Delta\varphi$  – кут зміщення кривошипів.

Сили інерції формувальних візків визначені за виразами [10]:

$$F_{i1} = -m_1 \cdot \ddot{x}_1; \quad F_{i2} = -m_2 \cdot \ddot{x}_2; \quad F_{i3} = -m_3 \cdot \ddot{x}_3, \quad (9)$$

де  $m_1$ ,  $m_2$  та  $m_3$  – маси першого, другого та третього формувальних візків відповідно (маси формувальних візків рівні  $m_1 = m_2 = m_3 = m$ );  $\ddot{x}_1$ ,  $\ddot{x}_2$  та  $\ddot{x}_3$  – функції зміни лінійного прискорення формувальних візків.

Функції зміни лінійного прискорення першого, другого та третього формувальних візків роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом розраховані за методикою, наведеною в роботах [9, 10].

Для роликової формувальної установки з параметрами: радіус кривошипа –  $r = 0,2 м$ ; довжина шатуна –  $l = 0,8 м$ ; кутова швидкість обертання кривошипів  $\omega = \dot{\varphi} = 10,5 рад/с$ ; сила опору –  $F_0 = 3562 Н$ , яка необхідна на переміщення формувального візка з двома уключувальними роликами радіусом  $R = 0,1 м$  для формування виробів висотою –  $h_0 = 0,22 м$ ; шириною –  $B = 1,164 м$ ; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші –  $W = 10\%$ ; потрібна щільність виробу –  $k_{yщ} = 0,98$ ; та всі інші геометричні та експлуатаційні показники:  $F_{O11} = F_{O12} = F_{O21} = F_{O22} = F_{O31} = F_{O32} = 7962 Н$ ;  $R_{11} = R_{12} = R_{21} = R_{22} = R_{31} = R_{32} = 9740 Н$ ;  $G_1 = G_2 = G_3 = 10000 Н$ ;  $m_1 = m_2 = m_3 = m = 1000 кг$ ;  $f_{np} = 0,008$ ;  $D = 0,22 м$ ;  $D_1 = 0,046 м$ ;  $a = 0,27 м$ ;  $b = 0,27 м$ ;  $c = 0,37 м$ ;  $d = 0,37 м$ ;  $e = 0,1 м$  та  $z = 0,65 м$  [3].

Підставивши всі отримані дані в рівняння (4)-(7), побудовано графіки зміни зусиль в шатунах  $F_1$ ,  $F_2$  та  $F_3$  (рис. 3) та нормальних реакцій  $N_{11}$ ,  $N_{12}$ ,  $N_{21}$ ,  $N_{22}$ ,  $N_{31}$  та  $N_{32}$  (рис. 4) напрямних руху формувальних візків на напрямні ролики в залежності від кута повороту кривошипа.

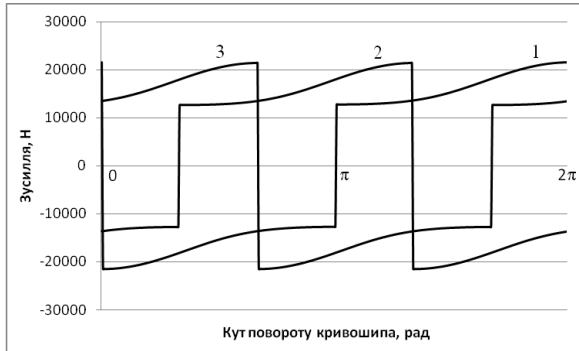


Рисунок 3. Графіки зміни зусиль в шатунах  $F_1 - 1$ ,  $F_2 - 2$  та  $F_3 - 3$  в залежності від кута повороту кривошипа.

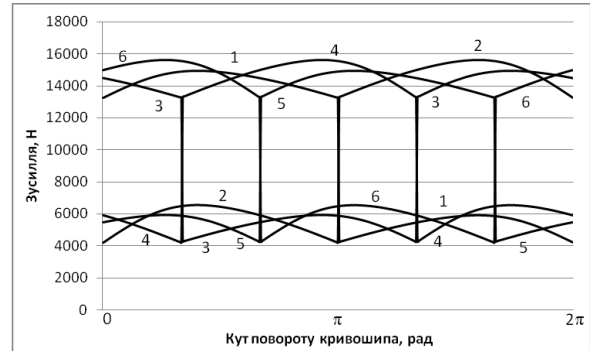


Рисунок 4. Графіки зміни зусиль  $N_{11} - 1$ ,  $N_{12} - 2$ ,  $N_{21} - 3$ ,  $N_{22} - 4$ ,  $N_{31} - 5$  та  $N_{32} - 6$  в залежності від кута повороту кривошипа.

Аналізуючи графіки на рис. 3 та 4 можна побачити, що шатуни під час першої частини циклу працюють на розтягування, а під час другої частини – на стиснення; напрямні ролики сприймають навантаження від напрямних руху формувальних візків, але під час першої частини циклу навантаження на перший напрямний ролик значно більше ніж на другий, а під час другої частини циклу – навпаки. Ця нерівномірність спричинена значною величиною зусилля взаємодії робочого органу з бетонною сумішшю.

Використавши функції зміни зусиль в шатунах, отримано залежності для визначення необхідного крутного моменту на приводному валу для кожного з візків:

$$M_{кр1} = F_1 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta_1)\right); \quad M_{кр2} = F_2 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + \Delta\varphi + \beta_2)\right);$$

$$M_{кр3} = F_3 \cdot r \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} - (\varphi + 2 \cdot \Delta\varphi + \beta_3)\right).$$
(10)

Значення крутного моменту на приводному валу дало змогу визначити функцію зміни потужності, необхідної для здійснення процесу формування для кожного з візків:

$$P_1 = M_{кр1} \cdot \omega; \quad P_2 = M_{кр2} \cdot \omega; \quad P_3 = M_{кр3} \cdot \omega$$
(11)

та її сумарного значення

$$P_{сум} = P_1 + P_2 + P_3.$$
(12)

Для даної установки з раніше наведеними параметрами побудовано графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого візка – 1, другого візка – 2, третього візка – 3 та її сумарного значення – 4 в залежності від кута повороту кривошипа (рис. 5).

Аналіз цих графіків показує, що максимальне значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком становить  $P_{1,2,3 \max} = 8045,6 \text{ Вт}$ .

При цьому середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи установки для кожного візка має значення  $P_{1,2,3 \text{ сєр}} = 4738,8 \text{ Вт}$ .

Максимальне значення сумарної потужності установки, необхідної для забезпечення процесу формування становить  $P_{сум \max} = 16462,1 \text{ Вт}$ , а середнє значення цієї потужності протягом циклу роботи

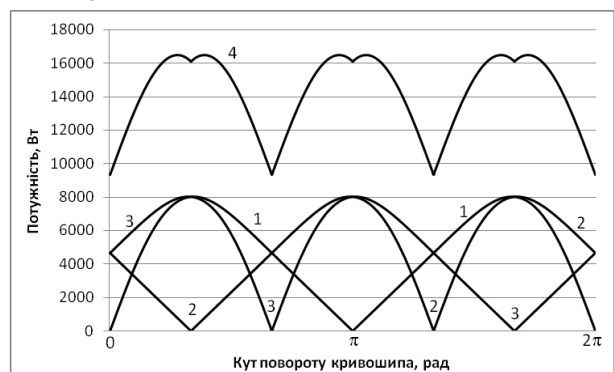


Рисунок 5. Графіки зміни потужностей, необхідних для забезпечення процесу формування для першого – 1, другого – 2, третього – 3 візків та сумарної потужності – 4 в залежності від кута повороту кривошипа.



установки має значення  $P_{\text{сум сер}} = 14242,4 \text{ Вт}$ . З наведеного вище можна зробити висновок, що при застосуванні енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки середнє значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить  $4747,5 \text{ Вт}$ , що майже рівне значенню  $P_{1,2,3 \text{ сер}}$ , а максимальне значення сумарної потужності на кожний формувальний візок становить  $5487,4 \text{ Вт}$ , що в 1,466 разів менше у порівнянні з  $P_{1,2,3 \text{ max}}$ .

### Висновки

1. В результаті проведених досліджень визначено навантаження в елементах роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки і встановлено характер їх зміни протягом циклу руху.
2. Визначено значення потужності, необхідної для забезпечення процесу формування кожним формувальним візком та їх сумарне значення.
3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів силового розрахунку машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

### Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. / В.М. Гарнець – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов. / В.Н. Кузин. – Автореф. дис... канд. наук. – М. – 1981. – 20 с.
3. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей. / В.Т. Рюшин. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.
4. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM-I). – Тернопіль, 2004. – С. 507-514.
5. Ловейкін В.С. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Вісник Харківського національного університету сільського господарства ім. П.Василенка. – Харків, 2007. – № 59, Том 1. – С. 465-474.
6. Ловейкін В.С. Визначення оптимального значення кута зміщення кривошипів роликової формувальної установки з рекупераційним приводом. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. – НУ «Львівська політехніка», 2007. – № 41. – С. 127-134.
7. Патент 50032 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Почка К.І. – № u 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
8. Ловейкін В.С. Визначення навантажень в елементах роликових формувальних установок. / В.С. Ловейкін, К.І. Почка // Збірник наукових праць. – Харків: УкрДАЗТ, 2008. – Вип. 88 – С. 15-20.
9. Ловейкін В.С. Динамічний аналіз роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом / В.С. Ловейкін, В.П. Ковбаса, К.І. Почка // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 5. – С. 338-344.
10. Ловейкін В.С. Силовий аналіз роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом. / В.С. Ловейкін, В.П. Ковбаса, К.І. Почка // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011. – Вип. 1, Том 2. – С. 16-23.

УДК 666.97.033

М.М. Нестеренко, асистент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

## ДОСЛІДЖЕННЯ РЕЖИМІВ УЩІЛЬНЕННЯ ЛЕГКОБЕТОННИХ СУМІШЕЙ НА УДАРНО-ВІБРАЦІЙНІЙ УСТАНОВЦІ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ МАТЕМАТИЧНОГО ПЛАНУВАННЯ ЕКСПЕРИМЕНТУ

**АНОТАЦІЯ.** У статті представлений короткий аналіз факторів, які впливають на міцність легкобетонних виробів. Пропонується план багатфакторного експерименту і приводиться статистичний аналіз експериментальних даних.

**ANNOTATION.** The short analysis of factors which influence on durability easy concretes wares. The plan of multivariable experiment is offered and the statistical analysis of experimental data over is brought is presented in the article.

**Постановка проблеми.** Дослідження оптимальних параметрів ущільнення на ударно-вібраційній установці [1,2] потребує проведення серії випробувань, які дозволять побудувати достовірну математичну модель. Найбільш економічним способом проведення досліджень є планування експерименту, яке, в першу чергу, знизить об'єм експерименту і зменшить трудомісткість обробки експериментальних даних [3-4].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** У роботі [5] наведено дані по проведенні двофакторного експерименту, де основними факторами виступають пікове прискорення основного удару та витрата цементу.

**Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.** При проведенні досліджень [5], хоча і розглядалися фактори, які впливають на міцність виробів на легких заповнювачах, але більшість або відкидалася, або фіксувалися на одному рівні. Тому був проведений трьохфакторний експеримент, який дозволив вивчити вплив конструктивних параметрів ударно-вібраційної установки на міцність формуємих виробів.

**Формулювання цілей статті.** У даній статті за мету ставиться завдання створити план експериментальних досліджень міцності виробів на легких заповнювачах та вибрати фактори, які впливають на міцність і раніше ще не досліджувалися, або досліджувалися при проведенні малосерійних експериментів.

**Виклад основного матеріалу.** Одним із основних параметрів який потрібно забезпечити при виготовленні будівельних виробів це межа міцності на стиск. На неї впливають наступні фактори: склад бетонної суміші, висота падіння рухомої рами, час контакту рухомої рами об нерухому, модуль пружності пружних обмежувачів, час ущільнення.

Проаналізувавши вище зазначені фактори, для проведення багатфакторного експерименту провідними було обрано три з них: зазор між рухомою і нерухомою рамою ( $\tilde{O}_1$ ), час контакту ( $\tilde{O}_2$ ) між рухомою і нерухомою рамою та модуль пружності пружних елементів ( $\tilde{O}_3$ ). Слід підкреслити, що ці фактори суттєво впливають на міцність легкобетонних виробів і, зазвичай, пов'язані з недоліками, які виникають під час монтажу та налагодки обладнання.

При цьому до факторів висувалися наступні вимоги: вони повинні бути керованими, незалежними один від одного та змінюватися в таких межах, щоб різниця в їх крайніх точках була суттєвою. Для визначення виду функціональних залежностей фактори повинні змінюватися на трьох рівнях (тобто кожен фактор приймає одне з трьох значень). Отже, план повнофакторного експерименту при зміні трьох факторів на трьох рівнях потребує  $3^3$ ,



тобто 27 випробувань. Тому з метою зменшення кількості випробувань приймаємо центральний композиційний план другого порядку.

Загальна кількість точок у факторному просторі, в яких реалізуються випробування становить (рис. 1)

$$N = 2^n + 2 \cdot n + n_0 = 2^3 + 2 \cdot 3 + 3 = 17, \quad (1)$$

де  $n$  – кількість факторів,

$n_0$  – число дослідів у центрі плану.

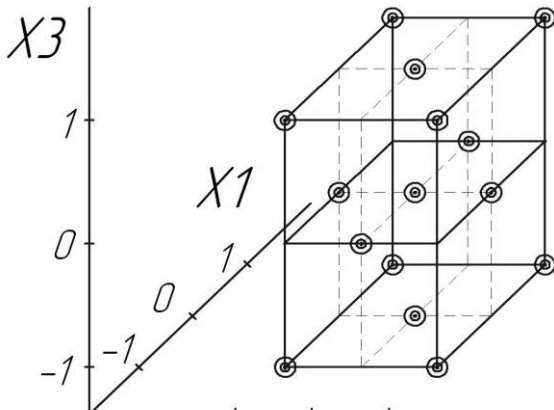


Рисунок 1. Розташування точок спостережень у факторному просторі.

Оскільки, фактори змінюються на трьох рівнях, то для кожного з рівнів приймаємо умовне позначення: на нижньому (-1), середньому (0) і верхньому (+1).

Експериментальні дослідження виконувались по стандартній матриці планування експерименту, згідно встановлених меж варіювання факторів (таблиця 1).

Таблиця 1

#### Межі варіювання факторів

Фактори та їх розмірності	Позначення	Рівні варіювання		
		-1	0	+1
Зазор між рухомою і нерухомою рамою, мм	$X_1$	6	8	10
Час контакту між рухомою і нерухомою рамою, с	$X_2$	0,006	0,008	0,012
Модуль пружності пружних елементів, МПа	$X_3$	4,46	4,81	5,24

Зразки для проведення експерименту були ущільненні на спроектованій ударно-вібраційній установці.

Нами було підібрано три склади бетонної суміші, які наведено в таблиці 2.

Таблиця 2

#### Склад бетонної суміші

	Витрата матеріалів на виготовлення $1\text{м}^3$		
	Арболіту	Керамзитобетон	Пінополістиролбетон
Стружка, кг	240 - 250		
Керамзит, кг		720	
Пісок, кг			935
Полістирол гранульований, кг			27-30
Хлористий кальцій, кг	8		
Цемент (М 400), кг	230 -260	200-250	250
Вода, л	260 - 280	100-150	100-150

Ущільнення усіх зразків проводилось в жорстко закріплених формах з застосуванням привантажувача при питомих значеннях 50 г/см<sup>2</sup>.

У результаті факторного експерименту отримані значення функцій відгуку, математичне очікування яких представлені у таблиці 3.

Таблиця 3

## Загальні експериментальні дані

№ досліджу	Математичне очікування функції відгуку		
	Міцність на стиск арболіту, МПа	Міцність на стиск полістиролбетону, МПа	Міцність на стиск керамзитобетону, МПа
1	3,50	2,30	5,00
2	3,20	2,10	4,20
3	3,00	2,00	4,00
4	3,40	2,22	4,38
5	3,14	2,05	4,05
6	2,95	1,95	4,00
7	3,10	2,12	4,32
8	2,95	2,00	3,90
9	2,86	1,80	3,70
10	3,40	3,20	6,01
11	3,20	3,04	5,46
12	3,08	2,90	5,32
13	3,28	3,08	5,52
14	3,10	2,95	5,20
15	3,03	2,80	3,84
16	3,20	2,90	5,30
17	3,14	2,82	4,98

Експериментальні дані були апроксимовані поліном другого порядку, який має вигляд:

$$y_i = a_0 + \sum_{i=1}^k a_i x_i + \sum_{i=1}^k a_{ii} x_i^2 + \sum_{\substack{i=1 \\ j=1}}^k a_{ij} x_i x_j, \quad (2)$$

де  $i, j = 1, 2, \dots, k$  – порядкові номери факторів;

$y_i$  – величина, яка оптимізується;

$x_i, x_j$  – вхідні фактори у кодованій формі;

$k$  – кількість факторів;

$a_0, a_i, a_{ii}, a_{ij}$  – коефіцієнти рівняння регресії.

Рівноточність вимірів та адекватність отриманої моделі були визначені за стандартними методами математичної статистики.

Для опису залежності міцності арболіту від факторів, що досліджувались, було отримане рівняння:

$$Y = 3,245 + 0,101X_1 - 0,033X_1^2 - 0,199X_2 - 0,174X_3 + 0,047X_1X_3. \quad (3)$$

Для наочності результатів були побудовані поверхні відгуку, для цього у математичній моделі експерименту один фактор підставляли на середньому рівні, та розглядали два інших. Поверхні відгуку, побудовані в координатах факторів, разом з двомірними перерізами поверхні відгуку зображено на рисунку 2.

Знаки коефіцієнтів рівняння функції відгуку при  $X_2$  та  $X_3$  є від'ємними, що свідчить про зменшення міцності при збільшенні часу контакту та модуля пружності прокладок. Збільшення, в певних межах, висоти підйому рухомої рами ( $X_1$ ) позитивно впливає на



міцність виробів із арболіту. Вплив усіх трьох факторів на міцність носить не лінійний характер, який зумовлений існуванням оптимальних значень факторів впливу, вище яких функція відгуку зростатиме не суттєво.

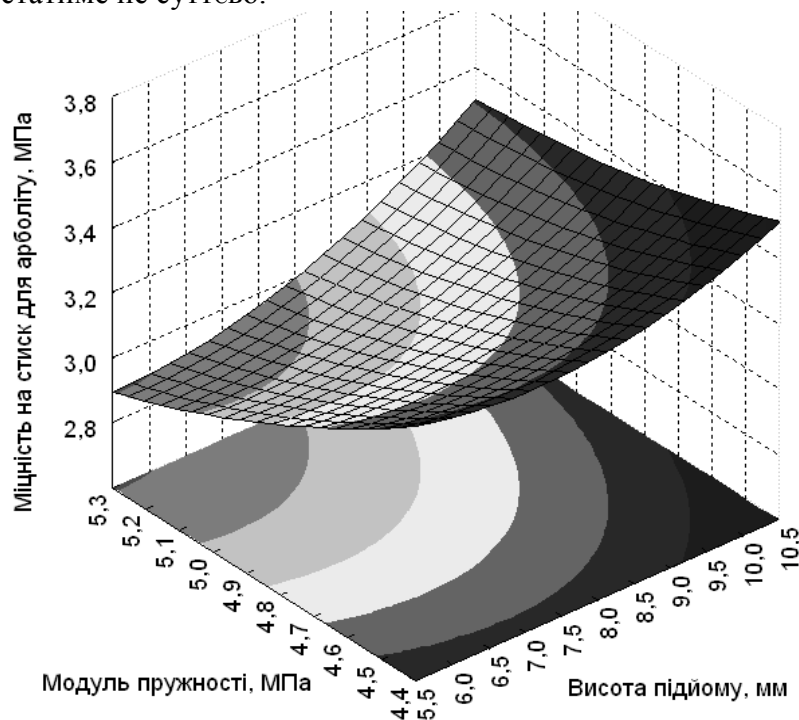


Рисунок 2. Поверхня відгуку міцності на стиск для арболіту в координатах факторів  $X_1$  та  $X_3$  при  $X_2=0,008$  с.

З точки зору порівняння впливів, на міцність арболіту найменший вплив має висота підйому рухомої рами, так як коефіцієнт при ній складає 0,1. Фактори  $X_2$  та  $X_3$  мають приблизно однаковий вплив на функцію відгуку.

Залежність міцності полістиролбетону від факторів, що досліджувались описується рівнянням:

$$Y = 2,591 + 0,436 X_1 + 0,198 X_1^2 - 0,124 X_2 - 0,155 X_3 + 0,055 X_1 X_2. \quad (4)$$

Лінійні коефіцієнти рівняння функції відгуку при  $X_2$  та  $X_3$  мають від'ємні значення і, як наслідок, обернено пропорційно впливають на міцність полістирол бетону. Залежність між висотою підйому і міцністю є не лінійною і має параболічний характер, що може бути зумовлено фізичними властивостями заповнювача. При зменшенні значень  $X_2$  та  $X_3$  функція міцності зростає практично лінійно (рис.3).

Найбільший вплив на функцію (4) має висота підйому рухомої рами, оскільки коефіцієнт  $a_1=0,436$  є найбільшим значенням. Значення коефіцієнтів при вище вказаних факторах майже однакові, і, як наслідок, впливи цих факторів можуть вважатися однаковими.

Міцність на стиск керамзитобетону, як функція відгуку, має вигляд

$$Y = 5,246 + 0,936 X_1 - 0,642 X_2 - 0,359 X_2^2 - 0,425 X_3. \quad (5)$$

При аналізі функції 5, видно що знаки при коефіцієнтах рівняння регресії співпадають з рівнянням 3, але для міцності керамзитобетону найбільш ефективним параметром виявляється висота підйому рухомої рами, а найменшим ефективним – модуль пружності матеріалу пружних прокладок.



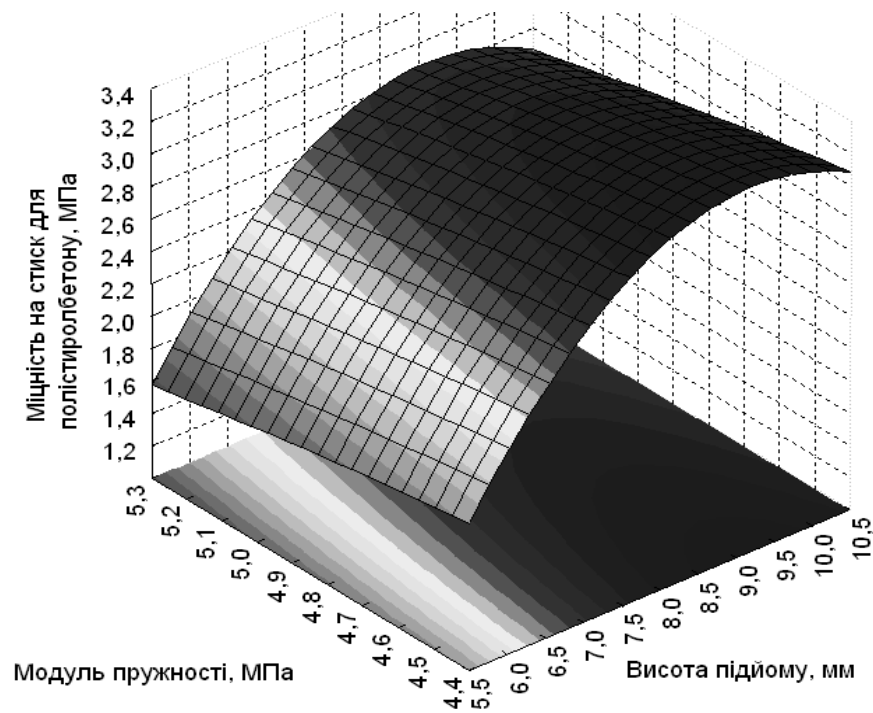
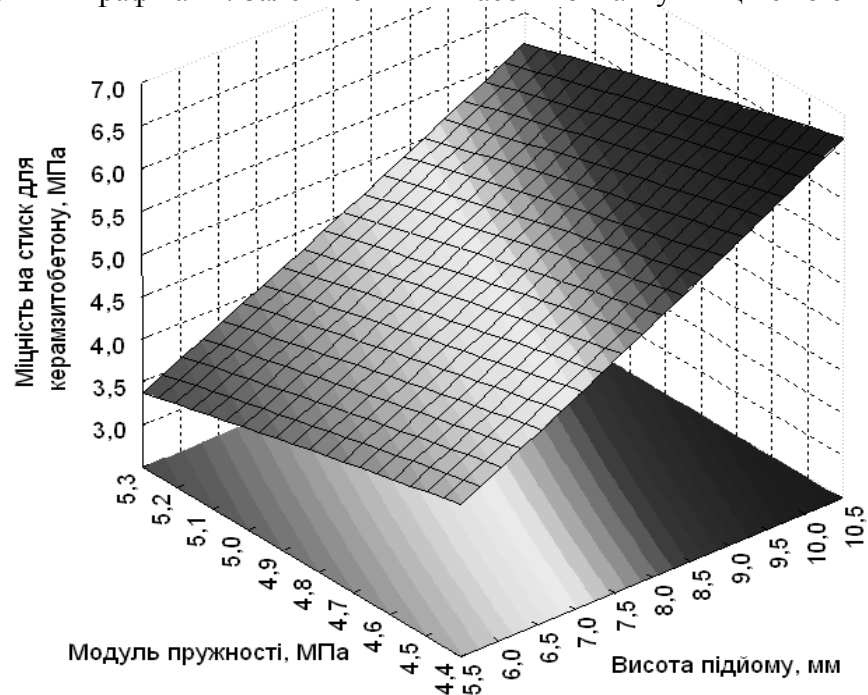


Рисунок 3. Поверхня відгуку міцності на стиск для полістиролбетону в координатах факторів  $X_1$  та  $X_3$  при  $X_2=0,008$  с.

На рисунку 4 спостерігається лінійна залежність між міцністю керамзитобетону, висотою падіння та модулем пружності, тому при потребі поверхні відгуку можуть бути замінені двовимірними графіками. Залежність між часом контакту і міцністю є не лінійною.



Рисунку 4. Поверхня відгуку міцності на стиск для керамзитобетону в координатах факторів  $X_1$  та  $X_3$  при  $X_2=0,008$  с.

**Висновки та перспективи подальших досліджень.** Для дослідження міцності легкобетонних виробів сплановано та проведено багатофакторний експеримент. За основні фактори приймаються: висота підйому, час контакту рухомої рами з пружними обмежувачами та модуль пружності обмежувачів.



В результаті статистичної обробки експериментальних отримано поліноміальні моделі залежності між міцністю та основними факторами для трьох видів легких бетонів: арболіту, керамзитобетону, полістиролбетону.

Виявлено фактори, які найбільше впливають на міцність на стиск: для арболіту – час контакту між рамами; для полістиролбетону та керамзитобетону висота підйому рухомої рами. З метою вивчення характеру впливу, побудовано графіки функцій отриманих рівнянь.

### *Література*

1. Пат. 33711 Україна. МПК (2006) В28В 1/08. Пристрій для ущільнення виробів із бетонних сумішей / М.П. Нестеренко, О.В. Орисенко, М.М. Нестеренко (Україна). - № u 2008 02245; Заявка 21.02.08; Опубл. 10.07.08, Бюл.№13. – 4 с.
2. Орисенко О.В. Розроблення конструкції ударно-струшувальної установки для формування стінових блоків із легких бетонів на основі аналізу конструктивних особливостей ущільнюючих машин / О.В. Орисенко, М.М. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2009 – Вип. 3(25). – С. 150 – 155. Бужевич Г.А Арболит./ Г.А. Бужевич – М.: Стройиздат, 1986. – 244 с.
3. Монтгомери Д.К. Планирование эксперимента и анализ данных: Пер. с англ. / Дуглас К. Монтгомери. – Л.: Судостроение, 1980. – 384 с.
4. Зедгинидзе И.Г. Планирование эксперимента при исследовании многокомпонентных систем / Ираклий Георгиевич Зедгинидзе. – М.: «Наука», 1976. – 390 с.
5. Олехнович К.А. О формовании арболитовых изделий / К.А. Олехнович , А.Н. Шахов // Бетон и железобетон. –1988. –№8. – С. 11 – 13.

УДК 621.929

В.С. Мартинцев, аспірант КНУБА

## ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І ПАРАМЕТРІВ ЗМІШУВАЧІВ ПРИМУСОВОЇ ДІЇ

**АННОТАЦІЯ.** Стаття присвячена порівнянню конструктивних та технологічних параметрів змішувачів примусової дії та оцінці найбільш економічних змішувачів.

**Ключові слова:** бетонозмішувач, об'єм по завантаженню, змішувач примусової дії, роторний бетонозмішувач, апарат кавітаційного типу.

**ANNOTATION.** The article is devoted to the comparison of constructive and technological parameters of forced action mixer and evaluating the most economic mixers.

**Keywords:** concrete mixer, volume on loading cyclic, rotor concrete mixer, mixer of forced action, cavitation type device.

**Актуальність роботи** обумовлена необхідністю розробки і введення у виробництво нових технологій отримання багатокомпонентних середовищ (емульсій, суспензій, водних розчинів і систем) з використанням кавітації, яка дозволяє досягти значних позитивних результатів в будівництві, сільському і інших галузях народного господарства.

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день існує велике різноманіття конструкцій змішувачів, як зарубіжного так і вітчизняного виробництва, які відрізняються між собою наступними ознаками: за способом установки (стаціонарні і передвижні), механізмом процесу змішування (дифузійного, конвективного, дифузійно- конвективного змішувань), за характером технологічного процесу (періодичної або неперервної дії), за способом дії на суміш (гравітаційні, пневматичні, вібраційні та ін.), за швидкістю обертання робочих органів (тихохідні, бистрохідні), способом перемішування компонентів (випадковий, у порядкуваний), поєднанням операцій (транспортувально-змішувальні, подрібнювально-змішувальні і інші).

Змішувачі примусової дії мають суттєву відмінність від гравітаційних, яка полягає в наявності лопатевого механізму, розміщеного в корпусі машини. Перемішування компонентів суміші здійснюється завдяки руху цих лопаток у середовищі [1].

В промисловості будівельних матеріалів змішувачі примусової дії є одними з найбільш широкоживаних. Вони використовуються як для перемішування товарного бетону, так і для бетону для виготовлення залізобетонних конструкцій.

Із метою економії цементу, підвищення міцності і довговічності цементобетонних виробів їхнє виготовлення доцільно здійснювати з жорстких сумішей. Однак використання розповсюджених конструкцій змішувачів не дозволяє досягти виробництва жорстких сумішей необхідної якості [4].

В сучасному будівництві висуваються підвищені вимоги до продуктивності змішувачів та забезпечення високої якості виготовлення змішувальних матеріалів.

Важливою складовою в забезпеченні якості будівельної суміші є цемент, який є найбільш дорогою частиною бетону і його якість визначає, зокрема, якість бетонної суміші, як матеріалу і виготовленої з нього конструкції в цілому. Якість бетонної суміші визначається точністю дозування компонентів і рівномірністю їх розподілу між собою по всьому об'єму суміші. Змішування компонентів в однорідну суміш є досить складним технологічним процесом, який залежить від складу суміші, її властивостей, часу перемішування і конструкції змішуючого пристрою. Тому на сьогоднішній день питання вибору того, чи іншого змішувача, в залежності від потреб виробництва, є досить важливим аспектом.

Аналіз конструктивних виконань і практики експлуатації існуючих бетонозмішувачів показує, що підвищення їхньої ефективності та якості цементобетонних сумішей тільки за рахунок подальшої оптимізації конструктивних і кінематичних



параметрів пристроїв практично неможливе. Необхідний пошук прогресивних технічних рішень на основі додаткового введення в процес перемішування нових фізичних ефектів і вивчення їхнього впливу на фізико-механічні характеристики цементобетонних сумішей.

Важливим показником для оцінки ефективності процесу змішання є його енергоємність.

Споживання енергії на змішування можна оцінити приблизно по питомій потужності, віднесеної до 1 м<sup>3</sup> об'єму апарата (табл.1). Найбільш економічними є апарати кавітаційного типу [2].

Таблиця 1

№	Тип апарату	Питома потужність кВт/м <sup>3</sup>
1.	Апарати з механічним перемішуванням пристроями: контактори-змішувача автоклави	1-4
	Змієвикові трубчасті реактори з рециркуляційним перемішуванням	500-1500
2.	Ультразвукові апарати: магнітострикційні	500-1000
	гідродинамічні	1000-3000
3.	Апарати з вихровим шаром феромагнітних часток	2000-3000
4.	Електрогідролічні-електроіскрові апарати	1000-2000
5.	Світлогідролічні-лазерні апарати	10 <sup>4</sup> -10 <sup>6</sup>
6.	Апарати зі змішувачами, що працюють в кавітаційному режимі:	
6.а.	3-х лопатеві	2,75
6.б.	6-ти лопатеві	4,5
6.в.	2-во лопатеві	6,0
7.	Турбінні змішувачі:	
7.а.	відкритий	2,4
7.б.	закритий	4,6
8.	Апарати з суперкавітаційними лопатями	1,3
8.а	натівпромисловий змішувач водоцементних сумішей	0,63
8.б.	натівпромисловий віброкавітаційний гідророзпушник	2

Модернізація будь-якого лопатевого змішувача з метою інтенсифікації процесу може бути здійснена заміною звичайної крильчатки на суперкавітаційну гвинтову крильчатку з тупою задньою кромкою.

Використання процесу кавітації для інтенсифікації процесу змішання є досить перспективним.

Для гомогенізації і диспергування в цей час в основному застосовуються змішувальні апарати, засновані на принципі механічного перемішування і дроблення, головним робочим органом яких є обертовий ротор у тому або іншому конструктивним виконанні. Це - шнекові, дискові, лопатеві і інші змішувальні апарати.

Кавітаційні змішувальні апарати мають наступні плюси: при кавітаційних змішуваннях збільшується ступінь диспергування фракцій, що змішуються, підвищується однорідність у мікрообсягах, прискорюється процес гомогенізації [2].

#### **Огляд конструкцій змішувачів, в яких присутні ефекти кавітації.**

У різних конструкціях кавітаційних апаратів використовуються різні форми кавітації, різні способи її створення, у різних комбінаціях залежно від призначення і області застосування кавітаційних апаратів (КА).

КА побудовані на застосуванні гідродинамічної кавітації використовуються в різних

технологіях:

- змішування важкозмішувальних рідких речовин;
- інтенсифікація процесу розчинення твердих речовин у рідинах;
- одержання багатокомпонентних високодисперсних емульсій, а також для деемульгування в системах рідина-рідина, рідина-газ;
- одержання емульсій у чистому виді без застосування стабілізаторів;
- диспергування суспензій у системах рідина в рідини, твердий компонент в рідини;
- інтенсифікації процесу екстракції, коефіцієнт екстракції збільшується в 3-5 раз вище звичайного; прискорення дифузії, підвищення якості помолу;
- активації рідких розчинів, інтенсифікації процесу бродіння;
- поглиблення ступеня гомогенізації, діаметр фракцій в 10 разів менший звичайного;

прискорення змішування, вдається змішувати середовища, які не піддаються змішуванню звичайними способами;

КА, засновані на явищі гідродинамічної кавітації, являють собою ефективне змішувальне, активуюче, диспергуюче і гомогенізуюче устаткування нового покоління, здатне значно інтенсифікувати, прискорювати технологічні процеси в рідких середовищах, значно знижуючи при цьому втрати енергії і ресурсів. Відомо безліч типів змішувачів, конструкції яких відрізняються один від одного геометричною формою робочих органів.

У розробленій нижче конструкції змішувача (рис. 1) інтенсифікація процесу досягається за рахунок дії наступних факторів[2]:

1. створені за допомогою клиноподібних лопат змішувачі, установлені під кутом до осі - каверн у рідині; розпаді цих каверн на дрібні кавітаційні пухирці і їх схлопуванні під дією тиску рідини усередині змішувача;
2. періодичному підвищенні і зниженні тиску в змішувачі під дією пульсатора і запобіжного клапана, що викликає при підвищенні тиску зменшення розмірів пухирців і збільшення їх руйнівної (кумулятивної) сили, а при зниженні тиску - полегшує зародження нових каверн і кавітаційних пухирців;
3. дроблення каверн струменем рідини, що направляєється з пульсатора.

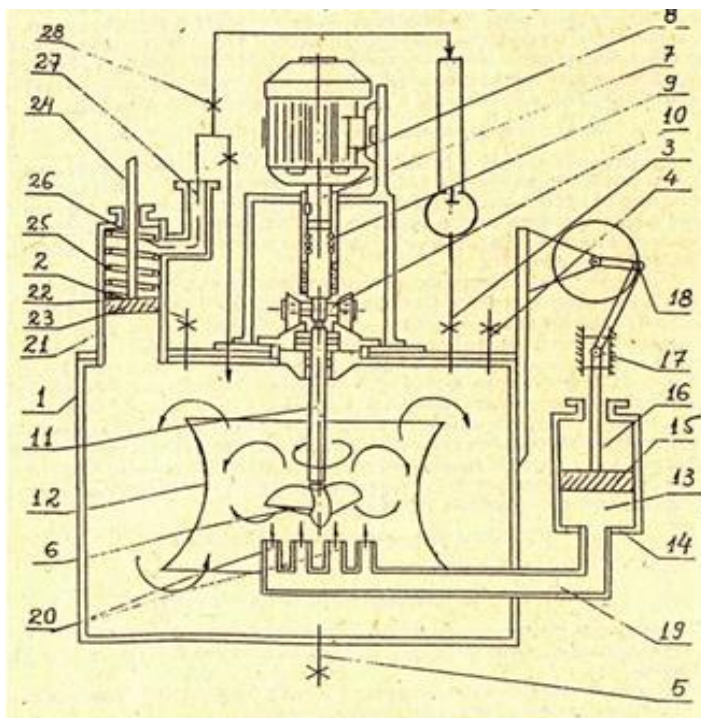


Рисунок 1. Загальна схема кавітаційного змішувача.

Кавітаційний змішувач має герметичний циліндричний корпус 1 з патрубками: для підведення суспензії 2, твердих домішок 3 і рідких компонентів 4, а також для зливу готового диспергованого гомогенізованого середовища 5.

Для герметизації об'єму всередині змішувача всі патрубки забезпечуються засувками з дистанційними приводами. Всередині корпуса розміщений перемішувач, активуючий робочий орган 6 у вигляді суперкавітаційної (СК) крильчатки з лопатами клиноподібного перерізу з гострими передніми і тупими задніми кромками. Вал 7 електродвигуна 8 за допомогою муфти 9 і коливального обладнання 10 з'єднаний з валом

11, на якому закріплена СК - крильчатка 6. Співвісно з валом крильчатки 6 всередині корпусу 1 встановлений дифузор 12. Між дифузorzом 12 і корпусом 1 утворюється кільцевий простір для забезпечення зовнішньої циркуляції рідини і насосної дії крильчатки. Поршневий пульсатор 13 містить циліндр 14 з поршнем 15, який закріплений на штоку 16, з'єднаному з повзуном 17 і криво-шатунним механізмом 18. Корпус пульсатора 14 з'єднаний (у випадку зовнішнього пульсатора) трубопроводом 19 із соплами 20, розміщеними всередині дифузора 12 і спрямованими на крильчатку 6 [2].

Відомий наступний пристрій для отримання цементо-водної суспензії (рис.2) [3]. Розвантажувальний патрубок 14 перекривають затвором 15. Від компресора (на кресленні не показаний) по штуцера 11 в порожнину сальникової коробки подають повітря під тиском, достатнім для запобігання витікання цементо-водної суспензії з камери через кільцевий зазор. Потім включають привід 7 і приводять в обертання мішалку 2. Через завантажувальний патрубок 13 в камеру 1 подають дозовані компоненти суспензії - воду і цемент. Для здійснення барботування збільшують тиск повітря, що подається в камеру, до появи повітряних бульбашок на поверхні перемішуваної цементо-водної суспензії, спостережуваних через вікно 16 у верхній частині камери.

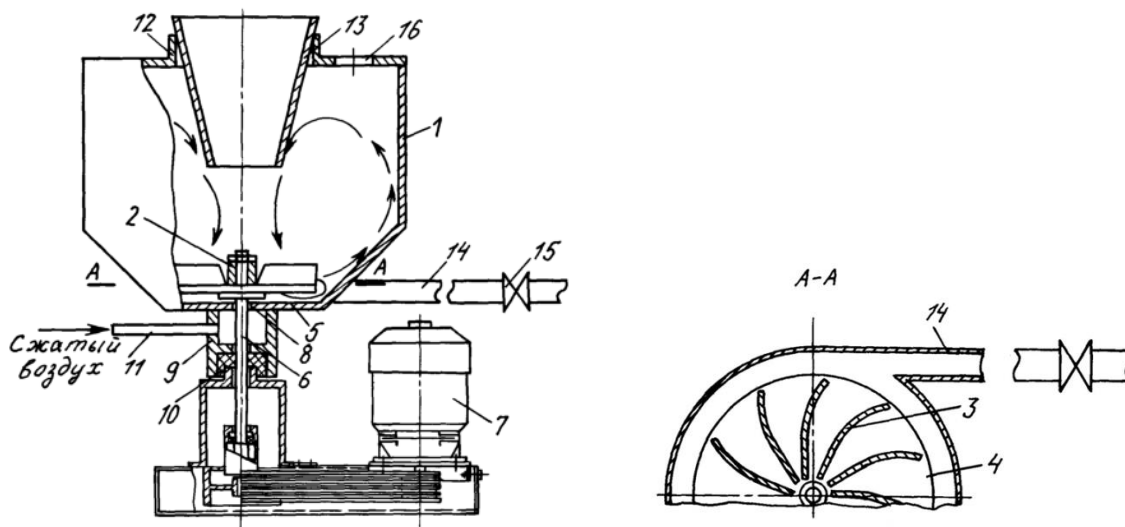


Рисунок 2. Пристрій для отримання цементо-водної суспензії.

При обертанні турбіни з лопатями суспензія під дією відцентрових сил відкидається до стінки камери, рухається по ній вгору і потім під дією сили тяжіння і завдяки збільшеній інерційної складової маси в присутності заповнювача і геометричній формі робочого простору камери, утвореного верхньою кришкою 17 і конічної поверхнею завантажувального патрубка 13, без зниження швидкості і в відсутність розривів в циркулюючому потоці направляється до обертового ротору, безпосередньо в зону його дії. Характер впливу на суспензію ротора мішалки аналогічний характером впливу колеса відцентрового насоса.

Готову цементо-водну суспензію через розвантажувальний патрубок 14 при відкритому затворі 15 і обертається, ротора вивантажують із змішувача. Відцентрове закручування потоку готової суспензії та тангенціальне розташування розвантажувального патрубка на камері обумовлює самоочищення робочих поверхонь камери і розвантажувального патрубка.

Змішувач дозволяє активувати цементо-водну суспензію з підвищенням незалежно від якості цементу, міцності затверділих продуктів на її основі на 12-15% з паралельним зниженням їх усадочних деформацій і коефіцієнта варіації властивостей на 2-3% при 100%

повноті вивантаження цементно -водної суспензії після кожного замісу і тривалості вивантаження не більше 15 с.

### **Висновки**

1. Розглянуто переваги і недоліки змішувачів примусової дії.
2. Виявлено, що одним із напрямків підвищення ефективності змішувачів є інтенсифікація процесів перемішування, яка досягається конструктивною зміною робочих органів та застосування ефектів кавітації.

### *Література*

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Федоткин, И.М. Использование кавитации в технологических процессах / И.М. Федоткин, А.Ф. Немчин. - К. : Вища шк., 1984. - 68 с.
3. Патент 2257294 РФ, В28С5/16 Пристрій для отримання цементно-водної суспензії / Зубехин С.А.,Опубл. 27.07.2005 Бюл. №10.
4. Ресурси мережі Internet.

УДК 621.928.23

Б.В. Мацюк, аспірант КНУБА

## ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ І ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТІВ ДЛЯ СОРТУВАННЯ ЗАПОВНЮВАЧІВ БЕТОННОЇ СУМІШІ

**АНОТАЦІЯ.** Розглянуто різні конструкції грохотів, наведено формули розрахунку продуктивності і ефективності грохочення.

**Ключові слова:** грохот, вібрація, продуктивність.

**ANNOTATION.** Different design screens, given formula of performance and efficiency of screening.

**Keywords:** vibrating, vibration performance.

**Актуальність проблеми.** Вібраційні грохоти є домінуючим обладнанням для сортування матеріалів при виробництві бетонних і залізобетонних виробів. Не зважаючи на достатньо численні дослідження параметрів і режимів грохотів, актуальною залишається проблема підвищення ефективності їх роботи шляхом пошуку нових конструктивних рішень, підвищення продуктивності та якості процесів сортування.

**Мета роботи.** Полягає в оцінці конструкцій віброгрохотів, визначенні основних параметрів, принцип їх роботи, та визначення продуктивності і ефективності грохочення.

**Оцінка існуючих конструкцій грохотів.** Більшість конструкцій грохотів представляють собою динамічну систему, яка складається із короба з системами, збудника направлених або кругових коливань. В будівництві грохоти мають, як правило, два сита.

Грохот ГС (рис. 1.) призначений для сортування сипучих матеріалів таких як щебінь, пісок. Він складається з металевого короба 1, усередині якого розташовані сита 5 і 6; віброзбудника, що складається з вала 2 з дебалансами 3, розташованими симетрично на кінцях вала; приводу, що складається з електродвигуна 8 і клинопасової передачі 7 і пружинних амортизаторів 4, за допомогою яких грохот встановлюється на фундамент. При обертанні дебалансів виникають відцентрові сили інерції, що викликають кругові коливання короба. Під дією цих коливань вихідний матеріал, що надходить на поверхні верхнього сита, починає переміщатися уздовж сит до розвантажувального кінця і одночасно проходять крізь отвори сит. Вал віброзбудника обертається на двох роликотідишниках, корпуси яких кріпляться до короба.

Режими роботи і параметри грохота визначаються за емпіричними залежностями, що обумовлено складним процесом очистки отворів від засмічення, різним розміром фракційного складу та формою коливань [2]. Традиційна схема процесу просіювання визначається шляхом розділення руху частинки, яка знаходиться на горизонтальному або похилому робочому органі сита.

Оскільки процес грохочення є нестабільним, опис класичними рівняннями в детермінованому їх представленні не дає достовірних результатів із-за змінної у часі маси



матеріалу, що підлягає сортуванню. Тому основні параметри – продуктивність( $\Pi$ ) і ефективність процесу сортування визначаються на основі експериментальних даних.

Так, продуктивність визначається за формулою: [2]

$$\Pi = m q S k_1 k_2 k_3 \quad (1)$$

де  $m$  – коефіцієнт, що враховує нерівномірність живлення, форму зерен матеріалу і тип грохота;  $q$  – питома продуктивність сита з отворами квадратного перерізу, ( $\text{м}^3 / \text{год}$ )  $\text{м}^2$ ;  $S$  – площа сита,  $\text{м}^2$ ;  $k_1$  – коефіцієнт, що залежить від вмісту зерен нижнього класу у вихідному матеріалі;  $k_2$  – коефіцієнт, що залежить від вмісту нижньому класі зерен, розмір яких менший за половину розміру отвору сита;  $k_3$  – коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота.

Ефективність оцінюється ступіню проходження частинок крізь отвори сита і визначається залежністю:

$$E = \frac{C_i - C'_i}{C_i} 100\% \quad (2)$$

де  $C_i$  – вміст (кількість) зерен нижнього класу у вихідному матеріалі, %;

$C'_i$  – вміст зерен нижнього класу, що не пройшли крізь сито, %.

Ефективність грохочення залежить від часу перебування матеріалу на ситі (який визначається в основному швидкістю руху суміші по ситі та кутом нахилу останнього), від співвідношення довжини та ширини сита, його конструкції. Рациональне співвідношення довжини сита до 2...2,5 м ефективність грохочення зростає, а при подальшому її збільшенні вона практично не змінюється. Тому для грохочення кам'яних матеріалів рекомендується довжина сита брати не меншою від 2,5 м. Щодо конструкції поверхонь, то найпоширенішим типом є плетені дротяні сита з «живим» перерізом до 80% і ефективністю грохочення 95%. У листових ситах «живий» переріз не перевищує 55%, що зумовлює ефективність грохочення до 80%.

Для визначення ефективності грохочення можна скористатися емпіричною залежністю:

$$E = e \hat{e}'_1 \hat{e}'_2 \hat{e}'_3, \quad (3)$$

де  $e$  – еталонна ефективність грохочення для середніх умов;  $\hat{e}'_1$  – коефіцієнт, що враховує кут нахилу грохота;  $\hat{e}'_2$  – коефіцієнт, що враховує процентний вміст зерен нижнього класу у вихідному матеріалі;  $\hat{e}'_3$  – коефіцієнт, що враховує процентний вміст у нижньому класі зерен розміром, менший за половину розміру отвору сита.

Ефективність характеризує повноту поділу вихідного матеріалу, але не визначає якість продукту грохочення, ця характеристика оцінюється засміченням, тобто відсотковим вмістом у ньому зерен, розмір яких виходить за межі розмірів цього продукту.

Показником чистого над решітного продукту грохочення є відношення ваги зерен нижнього класу, що не пройшли крізь сито, до ваги фракції:

$$\hat{e}_4 = \frac{\tilde{N}'_i}{(100 - \tilde{N}'_i) + \tilde{N}'_i}$$

За характером дії грохоти бувають нерухомі та рухомі. У нерухомих грохотах матеріал рухається за просіювальною поверхнею під дією складової сили тяжіння. Для цього грохот встановлюють до горизонту під кутом, який перевищує кут тертя матеріалу об сито. Інтенсивність сортування на таких грохотах невелика, тому її застосовують для попереднього відокремлення надто крупних кусків перед подрібненням. Значно інтенсивніші рухові грохоти. Завдяки коливальному руху на них забезпечується відрив матеріалу від поверхні сита та його переміщення, тобто діють не тільки сили тяжіння, а й сили інерційної природи. Класифікують рухомі грохоти за рядом показників (рис.2).



Рисунок 2. Класифікація рухомих грохотів.

У промисловості будівельних матеріалів застосовують в основному грохоти з плоскими робочими поверхнями, серед яких найбільш поширені вібраційні грохоти. Залежно від типу привода вібраційні грохоти бувають із силовим збудженням коливань (інерційні) та з примусовою кінематикою від ексцентрикового привода (гіраційні). При резонансному налагодженні у грохотів з примусовою кінематикою значно зменшується потужність двигуна, а в інерційних грохотів зменшується збуджуюча сила і знижується потужність електродвигуна. Серед вібраційних грохотів перевагу віддають інерційним нахиленим грохотам з коловими коливаннями легкого, середнього та важкого типу, а також інерційним горизонтальним грохотам з напрямленими коливаннями. Розглянемо конструкцію вібраційного грохота.

Грохот належить до пристроїв розподілення сипких матеріалів за крупністю на сухих та мокрих процесах і може бути використаний в вугільній та металургійній промисловостях, в промисловості будівельних матеріалів та інших галузях.

На рис.3. зображено грохот який містить короб 1 з ситами 2, встановлений на пружні опори 3, та інерційний віброзбудник 4. Підшипникові вузли 5 інерційного віброзбудника 4, що розташовуються у боковинах 6, мають корпуси 7, в яких з зовнішніх сторін від короба 1 в нижніх частинах у місцях розташування картерів для мастила 8 виконані отвори 9, і корпуси 7 споряджені додатковими плоскими коробчастими ємностями 10 з пробками 11

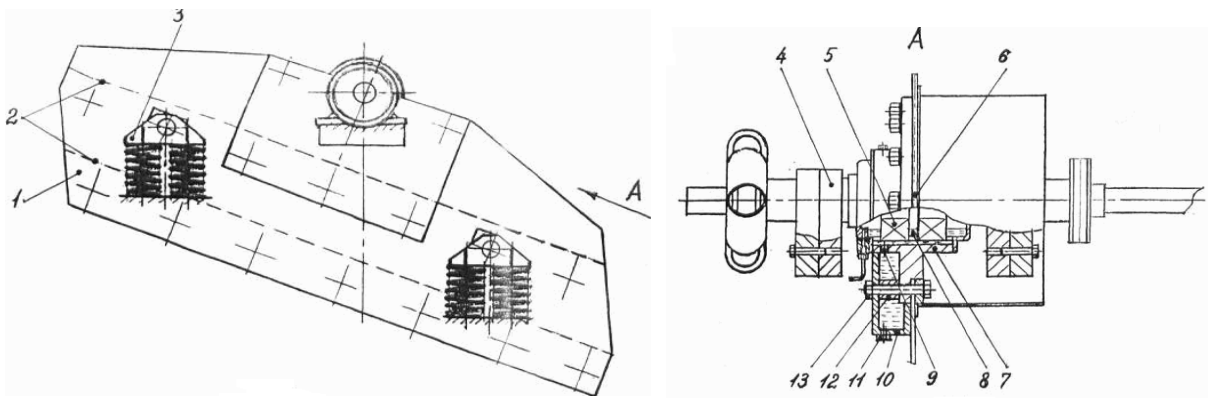


Рисунок 3. Вібраційний грохот.

для зливання мастила 8. В ємностях 10 передбачені дистанційні вварені втулки з отворами 12 для їх приєднання до боковин 6 за допомогою болтових з'єднань 13.

Продуктивність грохота і ефективність грохочення залежать від багатьох чинників (факторів), які можна розділити на дві групи:

- фактори, що залежать від фізико-механічних властивостей вихідного матеріалу (гранулометричний склад матеріалу, його густина і вологість, вміст і склад глинистих домішок);
- конструктивно-механічні фактори грохота (спосіб грохочення, рівномірність живлення, форма і розмір отворів просіюючої поверхні, кут нахилу короба, амплітуда і частота коливань).

Розглянемо декілька факторів докладніше.

Розмір отворів сита - впливає на швидкість руху частинок вздовж сита та їх проходження через отвори. Частинки розміром значно менші за розмір отворів сита легко проходять через нього. Частинки, близькі до розміру отворів сита, дуже утруднюють процес грохочення. Такі частинки називаються важкими, їх розмір знаходиться в межах 0,75- 1,5 розміру отворів сит.

Вологість вихідного матеріалу. Для грохочення має значення вміст зовнішньої вологи, яка покриває плівкою поверхню зерен матеріалу. У разі грохочення кам'яного вугілля його розсів сильно утруднюється при вологості понад 6%. Особливо сильно впливає вологість матеріалу при грохоченні дрібних класів на ситах з невеликими отворами (0,5; 6; 13 мм).

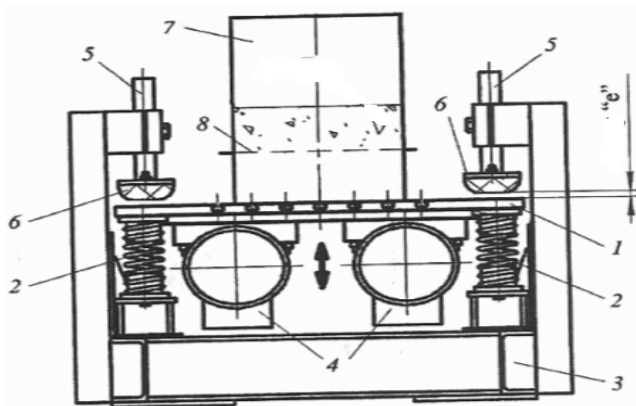


Рисунок 4. Віброударний грохот.

Амплітуда і частота вібрації. Збільшення амплітуди і частоти коливань проводить до збільшення числа контактів зерен з просіюючою поверхнею, поліпшення умов самоочищення сита від зерен, що застряють в отворах, внаслідок чого збільшуються і ефективність грохочення.

Перспективним напрямком у підвищенні ефективності процесів сортування є застосування віброударного режиму. Грохот (рис.4) складається з рухомої плити 1, що спирається безпосередньо на циліндричні пружини 2 та на раму стану 3, і прикріплених під рухомою плитою двох інерційних (дебалансів) вібраційних пристроїв 4, які забезпечують вертикально спрямовані гармонійні коливання. Вібраційний пристрій 4 дозволяє регулювати значення амплітуди і частоти коливань відповідно від 0,5 до 5 мм і від 500 до 1500 хв-1. На рухомій плиті 1 встановлена колба 7 діаметром 0,2 м, в якій розміщується сито 8 у вигляді виконаної з дроту (діаметром 0,25 мм) сітки з квадратними чарунками.

На стінці колби 7, виконаної з прозорого плексигласу для можливості візуального спостереження за процесом, є також міліметрова шкала для контролю висоти шару матеріалу на ситі 8. На рамі стану 3 змонтовані елементи 5 з прикріпленими до них поліуретановими пластинами 6. Елементи 5 призначені для обмеження вертикальної амплітуди коливань рухомої плити 1 при русі її вгору. Обмежувачі 5 виконані з можливістю регулювання розміру зазору «е» між поліуретановими пластинами 6 і рухомою плитою 1.

Регулювання зазорів при роботі грохота в віброударні режимі забезпечує динамічне вплив в необхідний момент в кожному періоді коливань грохота при русі сита з матеріалом вгору. Встановлюючи зазор між частиною на коробі грохота рівним нулю, забезпечується



настання початку «удара» після відриву матеріалу від сита при всіх режимах варіювання параметрів коливань віброударного грохота.

### **Висновки**

Здійснена оцінка конструкцій і параметрів робочого процесу сортування матеріалу. Одним із перспективних методів підвищення ефективності грохотів є застосування віброударного режиму його роботи.

### *Література*

1. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів.-К.:КНУБА, 1999.-488с.
2. Назаренко І.І., та інш. Системний аналіз технічних об'єктів.-К.:КНУБА,2009.- 164с.
3. Вайсберг Л.А. Проектування і розрахунок вібраційних грохотів.-М.:Недра, 1986р., 144с.
4. Бауман В.А. Вибрационные грохоты / В.А. Бауман. М. – Л. : Наркомпромтяж,1983. – 80с.
5. Патент 103265 УКР, В07В 1/ 28 Вібраційний грохот / Уманець О.А. Опубл. 25.09.13. Бюл. №18.
6. Ресурси мережі Internet.

УДК 693

М.М. Ручинський, к.т.н., доцент;  
Д.Я. Свиридюк, аспірант

## ДОСЛІДЖЕННЯ КОЛИВАНЬ ВІБРАЦІЙНОГО БЕТОНОЗМІШУВАЧА З УРАХУВАННЯМ ВПЛИВУ ПЕРЕМІШУВАНОВОГО МАТЕРІАЛУ

**АНОТАЦІЯ.** Вирішено задачу спільної оцінки параметрів робочого процесу перемішування з урахуванням сил опору бетонної суміші в гравітаційному бетонозмішувачі.

**Ключові слова:** гравітаційний бетонозмішувач, перемішування, коливання, вібрація, аналіз.

**SUMMARY.** The problem of joint estimation of the parameters of the working process of mixing with the force of resistance of the concrete mix in the gravity mixer.

**Key words:** gravity concrete mixer, mixing, oscillations, vibration analysis.

**Постановка проблеми.** На характер коливань вібраційного бетонозмішувача при вертикальному розташуванні барабану змішувача і ефективність вібраційного перемішування і обробки бетонних сумішей великий вплив здійснюють фізико-механічні властивості і динамічні характеристики перемішуваної суміші. Порівняно точне врахування сил опору бетонній суміші у вигляді інерційних і дисипативних сил багато в чому визначає точність встановлення закону коливань барабану змішувача, обґрунтування його раціональних параметрів і параметрів вібромеханічної дії на оброблюване середовище. Ці сили опору виникають при взаємодії стінок барабану змішувача з бетонною сумішшю в горизонтальному і вертикальному напрямі, при вертикальних коливаннях днища барабану змішувача, при крутильних коливаннях елементів барабану змішувача і мають при цьому різні характеристики і значення.

**Метою даної роботи** є вирішення задачі спільної оцінки параметрів робочого процесу перемішування з урахуванням сил опору бетонної суміші.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** При коливаннях у вертикальному напрямі на днищі барабану змішувача з боку оброблюваної бетонної суміші діятимуть сили опору, які можна представити у вигляді інерційних сил і дисипативних сил, тобто сил непружного опору. Ці сили можна описати наступними залежностями:

$$F_{in1} = m_{pr1} \frac{d^2 z}{dt^2}; \quad (1)$$

$$F_{ds1} = b_{pr1} \frac{dz}{dt}, \quad (2)$$

де  $m_{pr1}$  – приведена маса бетонної суміші, що взаємодіє з днищем барабану змішувача при вертикально направлених коливаннях;

$b_{pr1}$  – приведений коефіцієнт непружного опору бетонній суміші.

При цьому величина приведеної маси бетонної суміші може бути визначена за [1]:

$$m_{pr1} = \frac{\rho F_1}{k_1} \operatorname{tg} k_1 H_r, \quad (3)$$

де  $\rho$  – динамічна щільність бетонної суміші;

$F_1$  – площа днища барабану змішувача, що контактує з бетонною сумішшю;



$k_1$  – хвильове число

$$k_1 = \frac{\omega}{a_1}; \quad (4)$$

$a_1$  – фазова швидкість поширення обурення в оброблюваному шарі

$$a_1 = \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad (5)$$

$E$  – динамічний модуль пружної деформації оброблюваної бетонної суміші;

$H_r$  – розрахункова товщина оброблюваного шару, вибрана з умови:

$$\text{при } h \leq \frac{\pi}{4\omega} \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad H_r = h \quad (6)$$

$$\text{при } h > \frac{\pi}{4\omega} \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad H_r = \frac{\pi}{4\omega} \sqrt{\frac{E}{\rho}}, \quad (7)$$

$h$  – товщина оброблюваного шару.

Коефіцієнт непружного опору бетонній суміші визначимо з наступної залежності:

$$b_{\text{пр1}} = \eta_1 k_1 F_1 \text{tg} k_1 H_r, \quad (8)$$

де  $\eta_1$  – коефіцієнт динамічної в'язкості бетонної суміші

$$\eta_1 = f_{v1} H_r \sqrt{E\rho}; \quad (9)$$

$f_{v1}$  – коефіцієнт внутрішнього тертя бетонної суміші.

З приведених залежностей (3) і (8) знайдемо питомі значення приведеної маси і коефіцієнта непружного опору:

$$m_{\text{пр1}} = \frac{\rho}{k_1} \text{tg} k_1 H_r, \quad (10)$$

$$b_{\text{пр1}} = \eta_1 k_1 \text{tg} k_1 H_r. \quad (11)$$

Питомі значення приведеної маси і коефіцієнта непружного опору бетонній суміші, що взаємодіє з циліндровими стінками барабану змішувача при горизонтально направлених коливаннях визначимо з наступних залежностей:

$$m_{\text{пр2}} = \frac{m_{\text{пр1}}}{2(1+\mu)} = \frac{\rho}{2k_1(1+\mu)} \text{tg} k_1 L_r; \quad (12)$$

$$b_{\text{пр2}} = \frac{b_{\text{пр1}}}{2(1+\mu)} = \frac{\eta_1 k_1}{2(1+\mu)} \text{tg} k_1 L_r, \quad (13)$$

де  $\mu$  – коефіцієнт Пуассона;

$L_r$  – довжина оброблюваного шару в горизонтальному напрямі.

Для визначення характеру руху барабану змішувача у вібраційному робочому режимі розглянемо розрахункову схему динамічної системи барабан «змішувача – оброблюване середовище» (рис.1 а,б).

Для визначення значення приведеної маси і коефіцієнта непружного опору бетонній суміші, що взаємодіє з циліндровими стінками барабану змішувача при горизонтально направлених коливаннях у напрямі координати умовно розіб'ємо всю перемішувану бетонну суміш, що знаходиться в циліндровій частині барабану змішувача, на ряд елементарних вертикальних об'ємів однакової ширини (Рис. 1,б). З рис. (рис.1 а,б) слідує:

$$\Delta_l = \frac{2R}{n}. \quad (14)$$

Довжина кожного  $i$ -го об'єму шириною  $\Delta l$ , що знаходиться на відстані від обичайки барабану визначимо з наступної залежності:

$$L_i = \sqrt{R^2 + (R - i\Delta l)^2} . \tag{15}$$

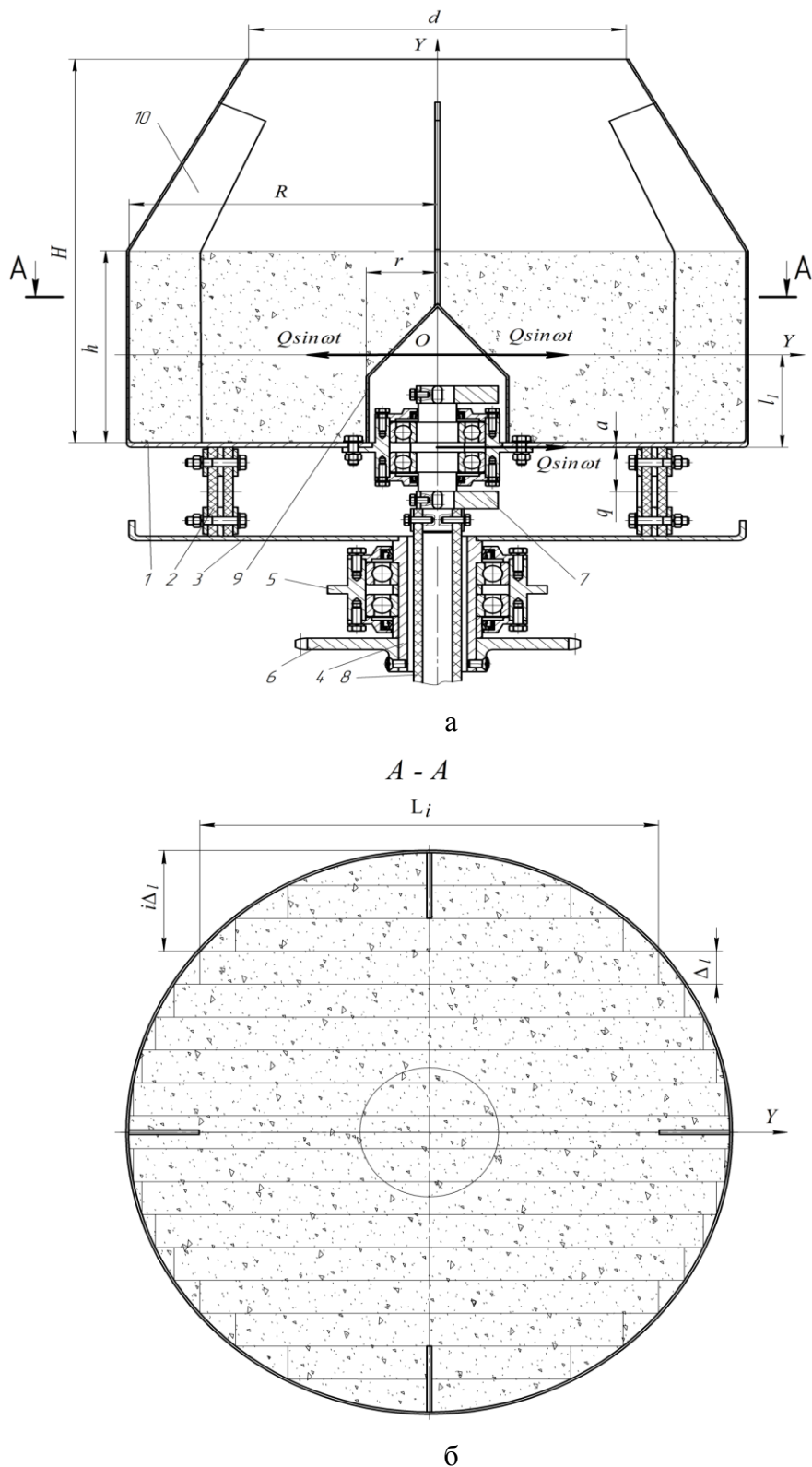


Рисунок 1. Динамічна система барабан «змішувач – оброблюване середовище»: а – схема розрахунків; б – розріз.



На підставі отриманих виразів (12), (13) і (15) визначимо значення приведеної маси і коефіцієнта непружного опору бетонній суміші для кожного елементарного об'єму, що взаємодіє з циліндровими стінками барабану змішувача при горизонтально направлених коливаннях:

$$m_{ipr2} = \frac{h\Delta_1\rho}{2k_1(1+\mu)} \operatorname{tg}k_1L_i; \quad (16)$$

$$b_{ipr2} = \frac{h\Delta_1\eta_1k_1}{2(1+\mu)} \operatorname{tg}k_1L_i, \quad (17)$$

Використовуючи залежності (16) і (17) і рис. 1,б, знайдемо значення приведеної маси і коефіцієнта непружного опору бетонній суміші, що взаємодіє з циліндровими стінками барабану змішувача при горизонтально направлених коливаннях в наступному вигляді:

$$m_{pr2} = \sum_{i=1}^n m_{ipr2} = \frac{\rho}{2k_1(1+\mu)} \sum_{i=1}^n h\Delta_1 \operatorname{tg}k_1L_i; \quad (18)$$

$$b_{pr2} = \sum_{i=1}^n b_{ipr2} = \frac{\eta_1}{2(1+\mu)} \sum_{i=1}^n h\Delta_1 k_1 \operatorname{tg}k_1L_i. \quad (19)$$

На підставі отриманих виразів (10), (11), (18), (19) розрахункової схеми, представленої на рис. 1,а і 1,б, і методиці, викладеній вище, коливання барабану змішувача, завантаженого бетонною сумішшю, можна представити у вигляді наступної системи диференціальних рівнянь:

– коливання в горизонтальному напрямі уздовж координатної осі :

$$(m + m_{pr2}) \frac{d^2 y_{1r}}{dt^2} + (b_2 + b_{pr2}) \frac{dy_{1r}}{dt} + c_2 y_{1r} = Q \sin \omega t; \quad (20)$$

– коливання в горизонтальному напрямі уздовж координатної осі :

$$(m + m_{pr2}) \frac{d^2 x_{1r}}{dt^2} + (b_3 + b_{pr2}) \frac{dx_{1r}}{dt} + c_3 x_{1r} = Q \cos \omega t; \quad (21)$$

– кутові (крутильні) коливання відносно координатної осі :

$$(J_x + J_{b1}) \frac{d^2 \psi_{xr}}{dt^2} + (n_2 + n_{b2}) \frac{d\psi_{xr}}{dt} + k_2 \psi_{xr} = Q l_1 \sin \omega t; \quad (22)$$

– кутові (крутильні) коливання відносно координатної осі :

$$(J_y + J_{b1}) \frac{d^2 \psi_{yr}}{dt^2} + (n_3 + n_{b2}) \frac{d\psi_{yr}}{dt} + k_3 \psi_{yr} = Q l_1 \cos \omega t; \quad (23)$$

– коливання по вертикалі у напрямі координатної осі по осі :

$$z_{xr} = x \psi_{yr}; \quad (24)$$

– коливання по вертикалі у напрямі координатної осі по осі :

$$z_{yr} = y \psi_{xr}, \quad (25)$$

де  $x, y$  – лінійні переміщення барабану змішувача у напрямі координатних осей, і під дією гармонійних збуджуючих сил і в робочому режимі;

$\psi_{xr}, \psi_{yr}$  – кутові переміщення барабану змішувача відносно координатних осей, відповідно під дією моментів збуджуючих сил і в робочому режимі;

$l_1$  – відстань від центру додатка збуджуючої сили віброзбудника коливань до центру тяжіння динамічної системи, що коливається, в робочому режимі у напрямі координати

$$l_1 = \frac{ml + m_{pr1}(0,5h + a)}{m + m_{pr1}}; \quad (26)$$



$J_{b1}$  – момент інерції бетонної суміші відносно горизонтальної осі тяжіння, що проходить через цент:

$$J_{b1} = \frac{1}{2} m_{pr2} R^2 + \frac{1}{12} m_{pr2} h^2 + m_{pr2} (0,5h + a - l_1)^2; \quad (27)$$

$n_{b2}$  – коефіцієнт непружного опору бетонній суміші при кутових переміщеннях системи, що коливається, відносно горизонтальної осі;

$$n_{b2} = 0,5hb_{pr2}. \quad (28)$$

Вирішення системи диференціальних рівнянь (20 - 23) для стаціонарних коливань, що описують сталий рух вертикально встановленого барабану змішувача в робочому режимі, представимо в наступному вигляді:

$$y_{1r}(t) = A_{1r} \sin(\omega t - \varphi_{1r}); \quad (29)$$

$$x_{1r}(t) = A_{2r} \cos(\omega t + \varphi_{2r}); \quad (30)$$

$$\psi_{xr}(t) = \Psi_{1r} \sin(\omega t - \xi_{1r}); \quad (31)$$

$$\psi_{yr}(t) = \Psi_{2r} \cos(\omega t + \xi_{2r}), \quad (32)$$

де  $A_{1r}$  – амплітуда гармонійних коливань центру тяжіння системи, що коливається, у напрямі координати в робочому режимі;

$A_{2r}$  – амплітуда гармонійних коливань центру тяжіння системи, що коливається, у напрямі координати в робочому режимі;

$\Psi_{1r}$  – амплітуда кутових (крутильних) гармонійних коливань барабану змішувача відносно осі, що проходить через центр тяжіння системи, що коливається, в робочому режимі;

$\Psi_{2r}$  – амплітуда кутових (крутильних) гармонійних коливань барабану змішувача відносно осі, що проходить через центр тяжіння системи, що коливається, в робочому режимі;

$\varphi_{1r}, \varphi_{2r}$  – кут зрушення фаз між амплітудами збуджуючих сил і амплітудами вимушених коливань;

$\xi_{1r}, \xi_{2r}$  – кут зрушення фаз між амплітудами моментів збуджуючих сил і амплітудами кутових вимушених коливань;

$$A_{1r} = \frac{Q}{\sqrt{[c_2 - (m + m_{pr2})]^2 + (b_2 + b_{pr2})^2 \omega^2}}; \quad (33)$$

$$A_{2r} = \frac{Q}{\sqrt{[c_3 - (m + m_{pr2})]^2 + (b_2 + b_{pr2})^2 \omega^2}}; \quad (34)$$

$$\Psi_{1r} = \frac{Ql_1}{\sqrt{[k_2 - (J_x + J_{b1})]^2 + (n_2 + b_{b2})^2 \omega^2}}; \quad (35)$$

$$\Psi_{2r} = \frac{Ql_1}{\sqrt{[k_3 - (J_x + J_{b1})]^2 + (n_3 + b_{b2})^2 \omega^2}}; \quad (36)$$

$$\varphi_{1r} = \arctg \frac{(b_2 + b_{pr2})\omega}{c_2 - (m + m_{pr2})}; \quad (37)$$

$$\varphi_{2r} = \arctg \frac{(b_3 + b_{pr2})\omega}{c_3 - (m + m_{pr2})}; \quad (38)$$

$$\xi_{1r} = \arctg \frac{(n_2 + b_{b2})\omega}{k_2 - (J_x + J_{b1})}; \quad (39)$$



$$\xi_{2r} = \arctg \frac{(n_3 + b_{b2})\omega}{k_3 - (J_x + J_{b1})}. \quad (40)$$

Використовуючи отримані вирішення (29 - 40) системи рівнянь (20 - 25) даної динамічної системи, послідовно визначимо закони руху днища і стінок барабану змішувача, а також захисного ковпака, що впливають на оброблювану бетонну суміш, як у вертикальному, так і в горизонтальному напрямках, і що викликають в оброблюваному середовищі нормальні і дотичні напруження, яка істотно впливає на руйнування внутрішніх зв'язків в бетонній суміші і, відповідно, на ефективність вібраційної обробки і перемішування бетонної суміші, що готується.

Закон руху днища барабану змішувача, що взаємодіє з оброблюваною бетонною сумішшю по горизонталі у напрямі координати, можна описати наступним рівнянням:

$$\begin{aligned} X_{dr}(t) &= x_{1r}(t) + (l - a)\psi_{yr}(t) = \\ &= A_{2r} \cos(\omega t + \varphi_{2r}) + \Psi_{2r}(l - a) \cos(\omega t + \xi_{2r}), \end{aligned} \quad (41)$$

де  $A_{2r}$  – переміщення днища барабану змішувача по горизонталі у напрямі координати, що викликає в бетонному середовищі дотичні напруження.

Після перетворень виразу (41) отримаємо залежність, зручну для аналізу і моделювання на ЕОМ:

$$X_{dr}(t) = A_{2d} \cos(\omega t + \theta_2), \quad (42)$$

де  $A_{2d}$  – амплітуда гармонійних коливань днища барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$A_{2d} = \sqrt{A_{2r}^2 + [\Psi_{2r}(l - a)]^2 + 2A_{2r}\Psi_{2r}(l - a)\cos(\varphi_{2r} - \xi_{2r})}; \quad (43)$$

$\theta_2$  – кут зрушення фаз між амплітудою збуджуючої сили і амплітудою вимушених коливань днища барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$\theta_2 = \arctg \frac{A_{2r} \sin \varphi_{2r} + \Psi_{2r}(l - a) \sin \xi_{2r}}{A_{2r} \cos \varphi_{2r} + \Psi_{2r}(l - a) \cos \xi_{2r}}. \quad (44)$$

Закон руху днища барабану змішувача, що взаємодіє з оброблюваною бетонною сумішшю по горизонталі у напрямі координати, можна описати наступним рівнянням:

$$\begin{aligned} Y_{dr}(t) &= y_{1r}(t) + (l - a)\psi_{xr}(t) = \\ &= A_{1r} \sin(\omega t - \varphi_{1r}) + \Psi_{1r}(l - a) \sin(\omega t - \xi_{1r}), \end{aligned} \quad (45)$$

де  $y_{1r}(t)$  – переміщення днища барабану змішувача по горизонталі у напрямі координати, яке також викликає в бетонному середовищі дотичні напруження.

Перетворюючи вираз (45), отримаємо залежність, зручну для аналізу і моделювання на ЕОМ:

$$Y_{dr}(t) = A_{1d} \sin(\omega t - \theta_1), \quad (46)$$

де  $A_{1d}$  – амплітуда гармонійних коливань днища барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$A_{1d} = \sqrt{A_{1r}^2 + [\Psi_{1r}(l - a)]^2 + 2A_{1r}\Psi_{1r}(l - a)\cos(\varphi_{1r} - \xi_{1r})}; \quad (47)$$

$\theta_1$  – кут зрушення фаз між амплітудою збуджуючої сили і амплітудою вимушених коливань днища барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$\theta_1 = \arctg \frac{A_{1r} \sin \varphi_{1r} + \Psi_{1r}(l - a) \sin \xi_{1r}}{A_{1r} \cos \varphi_{1r} + \Psi_{1r}(l - a) \cos \xi_{1r}}. \quad (48)$$

Закон руху днища барабану змішувача, що взаємодіє з оброблюваною бетонною сумішшю у вертикальному напрямі уздовж координати, можна описати наступним рівнянням:

$$Z_{dr}(y, t) = y\psi_{xr}(t) = \Psi_{1r} y \sin(\omega t - \xi_{1r}) \text{ при } -R \leq y \leq -(R - r)$$

$$i \text{ при } (R-r) \leq y \leq R . \quad (49)$$

Закон руху днища барабану змішувача, що взаємодіє з оброблюваною бетонною сумішшю у вертикальному напрямі уздовж координати, можна описати наступним рівнянням:

$$Z_{dr}(x,t) = x\psi_{yr}(t) = x\Psi_{2r} \cos(\omega t + \xi_{2r}) \text{ при } -R \leq x \leq -(R-r) \\ i \text{ при } (R-r) \leq x \leq R . \quad (50)$$

Тут  $Z_{dr}(y,t)$  і  $Z_{dr}(x,t)$  – переміщення днища барабану змішувача у вертикальному напрямі уздовж координат  $x$  і  $y$ , що викликає в бетонному середовищі нормальні напруження.

Закон руху обичайки барабану змішувача, що взаємодіє з оброблюваною бетонною сумішшю по горизонталі у напрямі координати, можна описати наступним рівнянням:

$$X_{obr}(z,t) = x_{1r}(t) + z\psi_{yr}(t) = A_{2r} \cos(\omega t + \varphi_{2r}) + \Psi_{2r}z \cos(\omega t + \xi_{2r}) \\ \text{при } -(l-a) \leq Z \leq (H-l+a) . \quad (51)$$

де  $X_{obr}(z,t)$  – переміщення обичайки барабану змішувача в горизонтальному напрямі уздовж координати, що викликає в оброблюваному середовищі нормальні напруження;

Після перетворень вираження (2.87) отримаємо залежність, зручну для аналізу і моделювання на ЕОМ:

$$X_{obr}(z,t) = A_{3ob}(z) \cos[\omega t + \theta_3(z)] , \quad (52)$$

де  $A_{3ob}(z)$  – змінна амплітуда гармонійних коливань обичайки барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$A_{3ob} = \sqrt{A_{2r}^2 + (\Psi_{2r}z)^2 + 2A_{2r}\Psi_{2r}z \cos(\varphi_{2r} - \xi_{2r})} ; \quad (54)$$

$\theta_3(z)$  – змінний кут зрушення фаз між амплітудою збуджуючої сили і амплітудою вимушених коливань обичайки барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$\theta_3(z) = \arctg \frac{A_{2r} \sin \varphi_{2r} + \Psi_{2r}z \sin \xi_{2r}}{A_{2r} \cos \varphi_{2r} + \Psi_{2r}z \cos \xi_{2r}} . \quad (55)$$

Закон руху обичайки барабану змішувача, що взаємодіє з оброблюваною бетонною сумішшю по горизонталі у напрямі координати, можна описати наступним рівнянням:

$$Y_{obr}(z,t) = y_{1r}(t) + z\psi_{xr}(t) = A_{1r} \sin(\omega t - \varphi_{1r}) + \Psi_{1r}z \sin(\omega t - \xi_{1r}) \\ \text{при } -(l-a) \leq Z \leq (H-l+a) . \quad (56)$$

де  $Y_{obr}(z,t)$  – переміщення обичайки барабану змішувача в горизонтальному напрямі уздовж координати, що викликає в оброблюваному середовищі нормальні напруження.

Перетворюючи вираження (55) отримаємо залежність, зручну для аналізу і моделювання на ЕОМ:

$$Y_{obr}(z,t) = A_{4ob}(z) \sin[\omega t - \theta_4(z)] , \quad (57)$$

де  $A_{4ob}(z)$  – змінна амплітуда гармонійних коливань обичайки барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$A_{4ob} = \sqrt{A_{1r}^2 + (\Psi_{1r}z)^2 + 2A_{1r}\Psi_{1r}z \cos(\varphi_{1r} - \xi_{1r})} ; \quad (58)$$

$\theta_4(z)$  – змінний кут зрушення фаз між амплітудою збуджуючої сили і амплітудою вимушених коливань обичайки барабану змішувача у напрямі координатної осі

$$\theta_4(z) = \arctg \frac{A_{1r} \sin \varphi_{1r} + \Psi_{1r}z \sin \xi_{1r}}{A_{1r} \cos \varphi_{1r} + \Psi_{1r}z \cos \xi_{1r}} . \quad (59)$$

Закон руху обичайки барабану змішувача, що взаємодіє з оброблюваною бетонною сумішшю у вертикальному напрямі уздовж координат  $y$  і  $x$ , можна описати наступними рівняннями:



- для циліндричної частини

$$Z_{obyр}(t) = R\psi_{xr}(t) = \Psi_{1r} R \sin(\omega t - \xi_{1r}); \quad (60)$$

$$Z_{obxr}(t) = R\psi_{yr}(t) = \Psi_{2r} R \cos(\omega t + \xi_{2r}); \quad (61)$$

- для конусної частини

$$Z_{obyр}(y, t) = R\psi_{xr}(t) = \Psi_{1r} \left[ R - \frac{y - (h - l + a)}{\operatorname{tg} \beta} \right] \sin(\omega t - \xi_{1r})$$

при  $(h - l + a) \leq y \leq (H - l + a)$ ; (62)

$$Z_{obxr}(x, t) = R\psi_{yr}(t) = \Psi_{2r} \left[ R - \frac{y - (h - l + a)}{\operatorname{tg} \beta} \right] \cos(\omega t + \xi_{2r})$$

при  $(h - l + a) \leq x \leq (H - l + a)$  (63)

де  $Z_{obyр}(t)$  і  $Z_{obxr}(t)$  – переміщення циліндричної частини барабану змішувача у вертикальному напрямі уздовж координат  $x$  і  $y$ , що викликає в бетонному середовищі нормальні напруження;

$Z_{obyр}(y, t)$  і  $Z_{obxr}(x, t)$  – переміщення конусної частини барабану змішувача у вертикальному напрямі уздовж координат  $x$  і  $y$ .

Аналіз отриманих виразів показує, що барабан змішувача в процесі роботи здійснює складні просторові коливання, покликані забезпечувати ефективну вібраційну дію на перемішувану цементобетонну суміш. Причому кожна точка, що знаходиться на внутрішній поверхні барабану змішувача має свій закон руху. Внаслідок чого перемішувана бетонна суміш випробовуватиме змінну амплітудно-частотну дію, яка викликає в суміші різноспрямовану нормальні і дотичні напруження, що забезпечує в ній граничне руйнування внутрішніх зв'язків і велику рухливість, що сприяє збільшенню масообміну і ефективному перемішуванню.

Таким чином, отримані вирази (29 – 63) дозволяють встановити закон руху всіх поверхонь внутрішньої поверхні змішувача, що взаємодіють з оброблюваною цементобетонною сумішшю в процесі її приготування, визначити основні параметри пропонованого вібраційного пристрою залежно від фізико-механічних характеристик оброблюваної суміші, обґрунтувати раціональні режими вібраційної дії на бетонну суміш в процесі її вібраційної обробки і приготування.

### Висновки

1. Розроблена математична модель вібраційного барабану бетонозмішувача вільного перемішування, яка задовольняє цілям опису цієї складної динамічної системи, що здійснює просторові коливання у вигляді лінійних і кутових коливань у напрямі координатних осей, і, що проходять через центр тяжіння системи, що коливається, обчисленого без врахування маси формованого виробу. Вона враховує конструктивні особливості барабану змішувача, фізико-механічні характеристики динамічної системи, місце закріплення і положення віброзбудника коливань відносно загального центру тяжіння динамічної системи, вигляду і напрямку вібраційної дії.

2. Отримано аналітичні залежності, які описують поведінку динамічної системи і дозволяють встановити закон руху і амплітуди кутових і прямолінійних коливань барабану змішувача бетонозмішувача вільного перемішування залежно від конструктивних і фізико-механічних характеристик системи, напрямку, вигляду і співвідношення збуджуючих навантажень, що викликають кругові і крутильні коливання.

### Література

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем / І.І. Назаренко // Навчальний посібник (2-е видання). К.: Видавничий дім "Слово", 2010.– 440 с.

УДК 621.926.2

Є.О. Міщук, асистент (КНУБА, Київ)

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ТРИМАСНОЇ ВІБРАЦІЙНОЇ ДРОБАРКИ

**АНОТАЦІЯ.** Розглянута експериментальна установка тримасна вібраційна шокова дробарка для проведення досліджень параметрів механічного режиму. Представлені результати експериментальних досліджень.

**Ключові слова:** жорсткість, віброграма, дробарка, експеримент.

**SUMMARY.** Considered experimental model of the three mass of vibration jaw crusher for research parameters mechanical mode. The results of experimental researches are presented.

**Key words:** stiffness, vibrograma, crusher, experiment.

**Вступ.** Ексцентрикові шокові дробарки використовуються на переважній більшості кар'єрів та підприємств [1]. В даних машинах процес подрібнення відбувається за умов великих енергозатрат та з відсутністю селективності [1], [2]. При використанні вібраційних дробарок для подрібнення матеріалів знижується енергоємність процесу, підвищується продуктивність та якість матеріалу. Проте параметри механічного режиму машин даного класу не є повністю дослідженими. Серед великої кількості конструктивних схем вібраційних шокових дробарок особливе місце займає тримасна схема, яка характеризується низькими енергозатратами. Ефективність роботи такої дробарки забезпечується при оптимально підібраних динамічних параметрах. Іншою невирішеною проблемою є визначення енергозатрат на процес подрібнення.

**Актуальність дослідження.** В публікаціях [1], [2], [3] наведені розрахунки основних параметрів вібраційних дробарок, які виконані за двомасною схемою.

Дослідження параметрів механічного режиму тримасної вібраційної шокової дробарки відсутні.

**Постановка задачі.** На розробленій експериментальній установці визначити переміщення мас дробарки (другої та третьої) з матеріалом та без матеріалу на різних частотних режимах та дослідити ефективність її роботи.

### Результати дослідження.

Для проведення експериментальних досліджень розроблено фізичну модель тримасної вібраційної шокової дробарки та визначені коефіцієнти її пропорційності до натурної установки.

Тримасна вібраційна шокова дробарка (рис.1, а) складається з трьох мас, які попарно з'єднані пружними елементами 4 і 9. Перша маса дробарки включає в себе рухому плиту 3 до якої жорстко прикріплений вібратор 2 (ИВ-104Бб). Друга маса включає збірну раму 5 до якої жорстко або шарнірно кріпляться нерухомі дробильні плити 8. Рама 5 дробарки опирається на станину 1 через гумові пружні елементи 10. Третя маса (ударник) включає в себе рухому плиту 7 до якої з обох боків жорстко кріпляться дробильні плити 6. Монтуюється третя маса в середині рами дробарки і опирається на спеціальні роликові опори 11.

Підключення вібратора 2 в мережу живлення зображено на рисунку 3. 1, б. Контакти вібратора 2 з'єднуються за схемою трикутник внаслідок чого на кожній фазі виникає різниця потенціалів в 220В. Далі контакти вібратора з'єднуються з частотним перетворювачем 13 (DELA VFD-EL) через автоматичні вимикачі 14 (Legrand) номіналом 6А. В свою чергу частотний перетворювач 13 з'єднується з однофазною мережею живлення (220В, 50 Гц), через автоматичні вимикачі 12 (Eaton) номіналом 16А. Частотний перетворювач має ethernet роз'єм 16, за допомогою якого він підключається до ПК.

Вібратор 2 і частотний перетворювач 13 мають заземлення 15. Технічні характеристики приводу вібраційної шоквої дробарки представлені в таблицях 1 – 2.

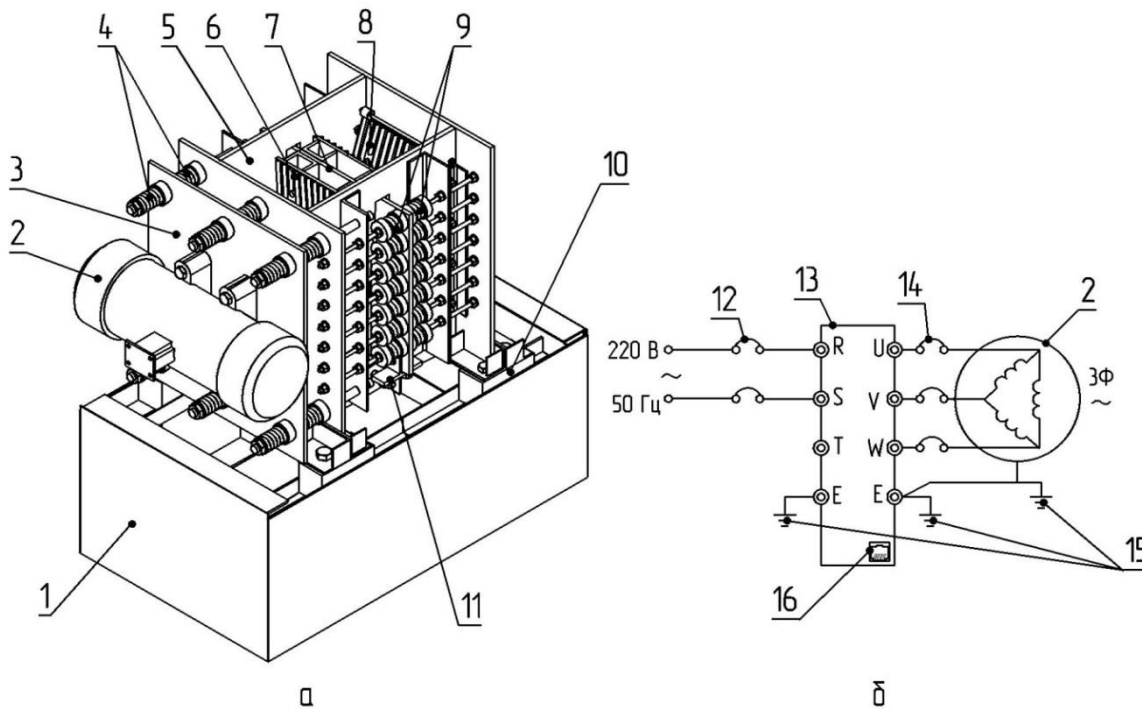


Рисунок 1. Конструктивна схема фізичної моделі тримасної вібраційної шоквої дробарки.

На основі схеми фізичної моделі рис. 3.1, було розроблено експериментальну установку рис. 2.

Таблиця 1

**Технічні характеристика вібратора ИВ-104Б6**

Кількість полюсів	6
Частота обертання, об/хв.	1000
Збурююче зусилля, кН	2,7...5,5
Статичний момент, кг*см	25,0...50,0
Напруга живлення, В	380В; 3Ф
Частота струму, Гц	50
Потужність електродвигуна, кВт:	
- номінальна	0,37
- споживана	0,53
Вага, кг	33,0
Робочий ресурс, год.	900
Габарити, мм	
- ширина	235
- висота	250
- довжина	515

Для визначення характеристик експериментальної установки та робочого процесу використовувалось електронне обладнання [82],[83], [84], [85]. Експериментальні дослідження проводились в декілька етапів На кожному етапі проводилась наступна послідовність дій. За допомогою частотного перетворювача задавалась частота обертів після чого знімались покази тензорезисторів.

На першому етапі досліджувалась робота дробарки без матеріалу на різних частотних режимах. На другому етапі проводились дослідження дробарки під навантаженням. В якості навантаження використовували розпирний клин із встановленими датчиками та цегла.

Таблиця 2

**Технічні характеристики частотного перетворювача DELT VFD-EL**

Потужність, кВт	2,2
Число фаз/напруга на вході	1-ф/220В
Число фаз/ напруга на виході	3-ф/220В
Номінальний струм, А	11,0
Струм на протязі 1 хв, А	16,5
Максимальна вихідна частота	600 Гц
Вага, кг	1,9
Габарити, мм	
- ширина	100
- висота	174
- довжина	136



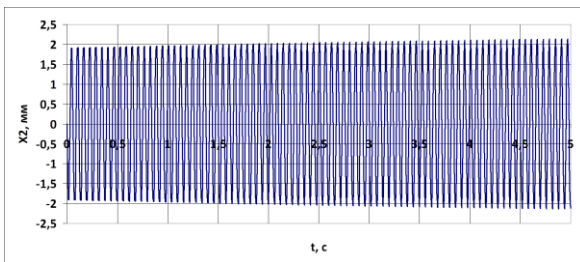
а



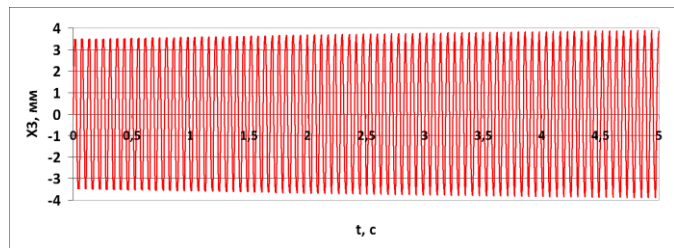
б

Рисунок 2. Експериментальна установка тримасна вібраційна шокера дробарка  
а – загальний вид; б – блок керування.

Дослідження впливу частоти на роботу дробарки при змінних параметрах збудовального зусилля та жорсткості представлено у вигляді віброграм на рис. 4 – 6.

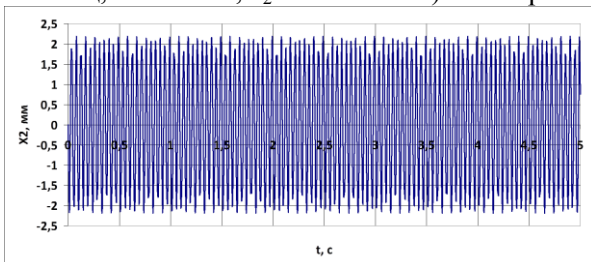


а

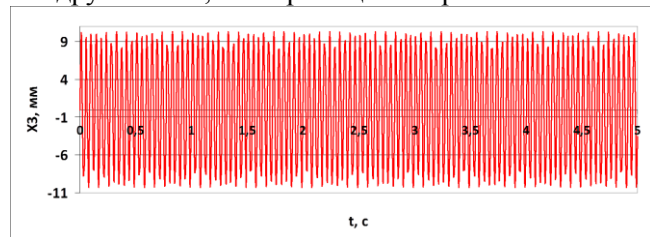


б

Рисунок 4. Віброграми коливань мас вібраційної шокера дробарки при роботі без матеріалу ( $f=16,7$  Гц,  $F=5482$  Н,  $c_2=529718$  Н/м): а – переміщення другої маси; б - переміщення третьої маси.

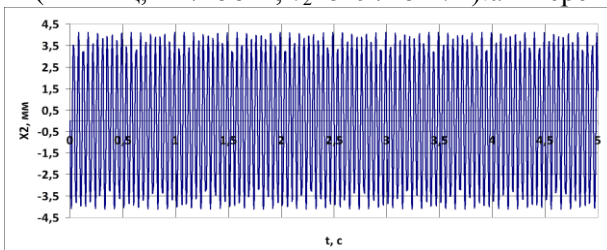


а

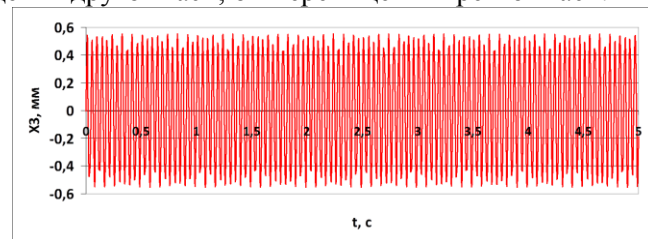


б

Рисунок 5. Віброграми коливань мас вібраційної шокера дробарки при роботі без матеріалу ( $f=22$  Гц,  $F=7158$  Н,  $c_2=529718$  Н/м): а – переміщення другої маси; б - переміщення третьої маси.



а

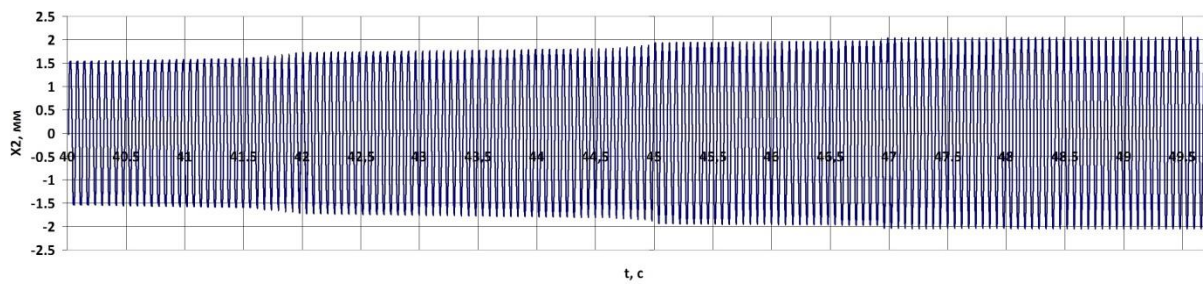


б

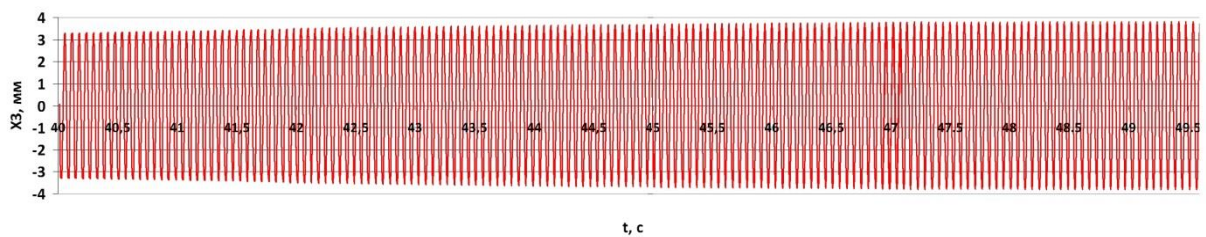
Рисунок 6. Віброграми коливань мас тримасної вібраційної шокера дробарки при роботі без матеріалу ( $f=22$  Гц,  $F=7158$  Н,  $c_2=3538800$  Н/м):  
а – переміщення другої маси; б - переміщення третьої маси.



Дослідження роботи тримасної вібраційної шокової дробарки за наявності матеріалу в камері подрібнення представлено у вигляді віброграм на рис. 7 – 4.

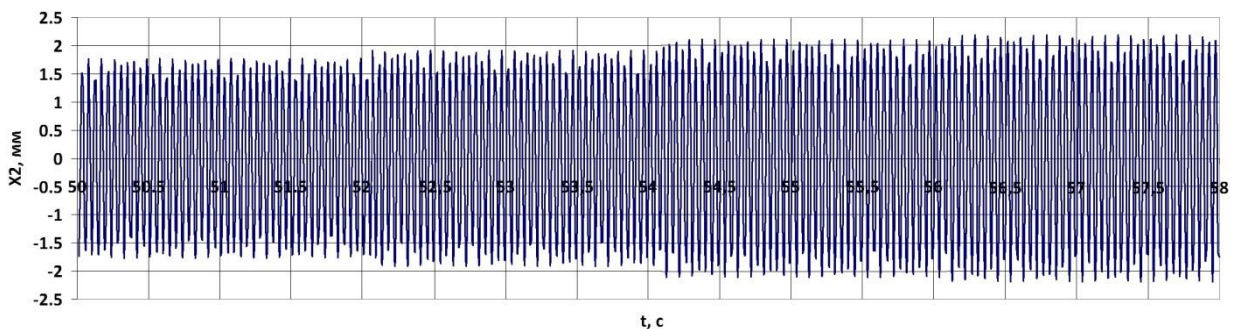


а

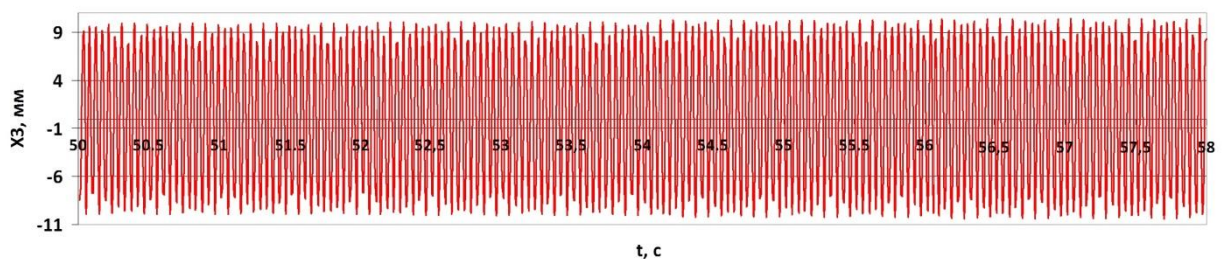


б

Рисунок 7. Віброграми коливань мас тримасної вібраційної шокової дробарки при роботі з матеріалом ( $f=16,7$  Гц,  $F=5482$  Н,  $c_2=529718$  Н/м):  
а – переміщення другої маси; б – переміщення третьої маси.



а



б

Рисунок 8. Віброграми коливань мас тримасної вібраційної шокової дробарки при роботі з матеріалом ( $f=22$  Гц,  $F=7158$  Н,  $c_2=529718$  Н/м):  
а – переміщення другої маси; б – переміщення третьої маси.

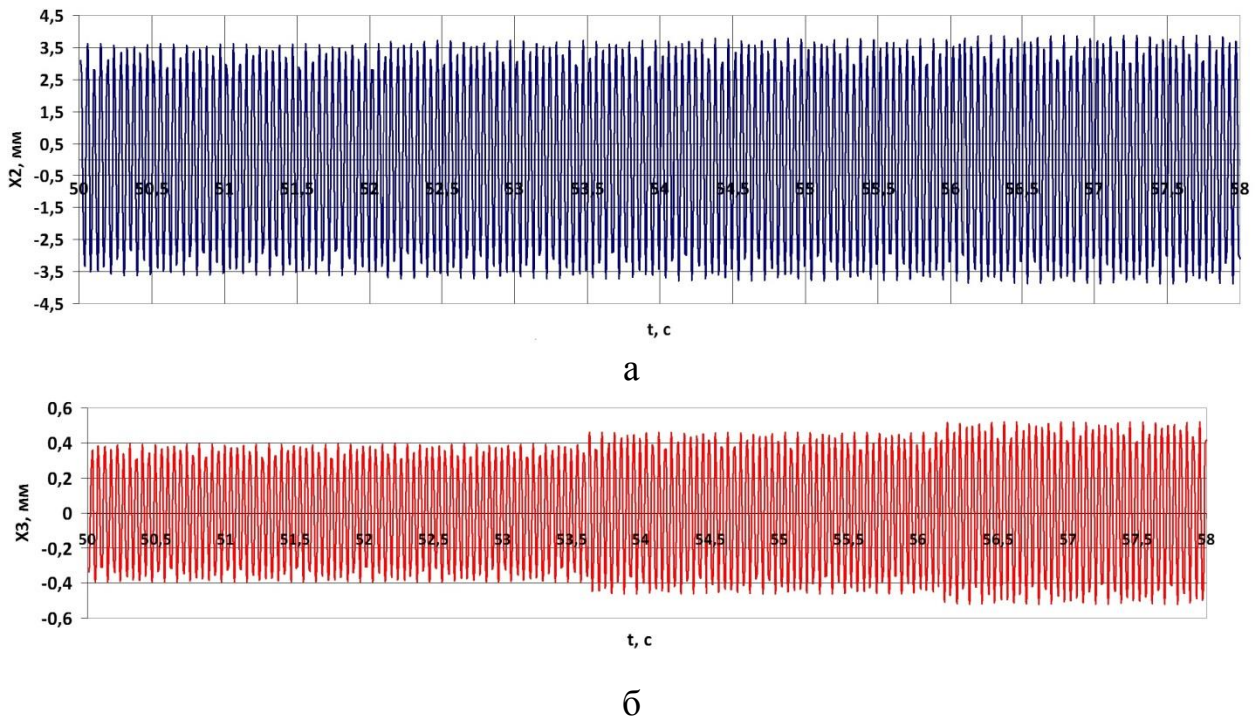


Рисунок 9. Віброграми коливань мас тримасної вібраційної шоквої дробарки при роботі з матеріалом ( $f=22$  Гц,  $F=7158$  Н,  $c_2=3538800$  Н/м):  
а – переміщення другої маси; б – переміщення третьої маси.

Віброграми вертикальних коливань корпусу машини представлені на рисунку 10.

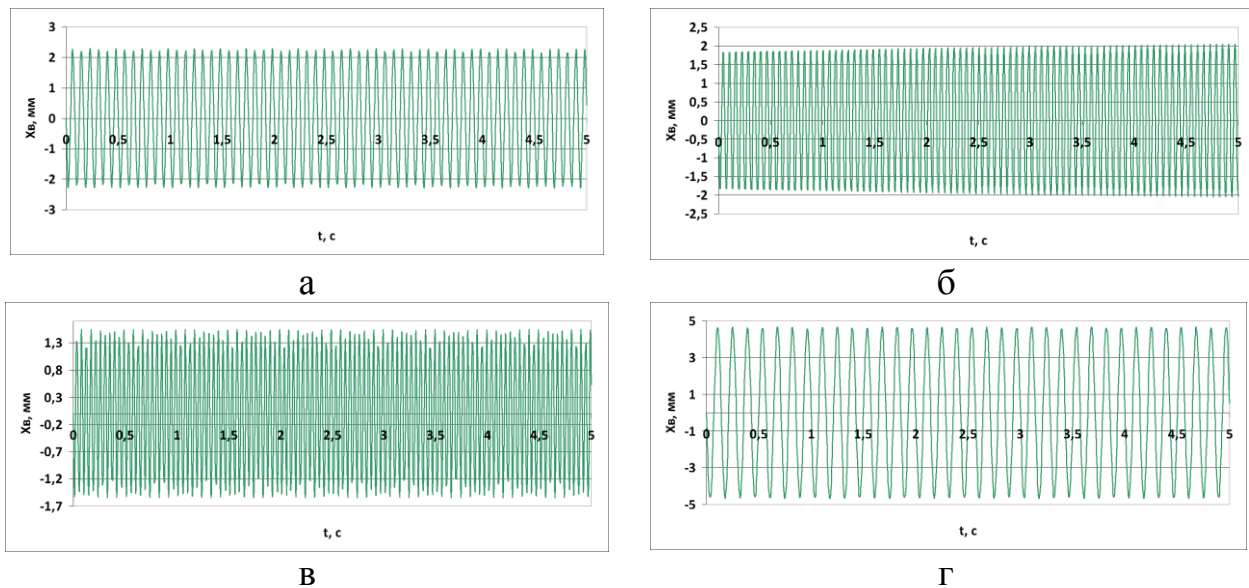


Рисунок 10. Віброграми вертикальних коливань тримасної вібраційної шоквої дробарки:  
а -  $f=12$  Гц,  $F=2840$  Н,  $c_{оп}=291764$  Н/м; б -  $f=16,7$  Гц,  $F=5482$  Н,  $c_2=291764$  Н/м; в -  $f=22$  Гц,  $F=7158$  Н,  $c_2=291764$  Н/м; г -  $f=7$  Гц,  $F=967$  Н,  $c_2=291764$  Н/м.

**Висновки.** Представлені результати експериментальних досліджень вібраційної шоквої дробарки показали, що робота дробарки в дорезонансній зоні, а також в околі першого резонансу є ефективною для подрібнення матеріалів з дуже низькою міцністю (до 40МПа) (4-9 Гц). Дослідження вертикальних коливань показали, що вони є найбільшими в до резонансній зоні, а саме в околі 7 Гц. При подрібненні матеріалів низької міцності в околі

частоти 7 Гц спостерігається підвищення продуктивності дробарки. Це можна пояснити високою вертикальною складовою коливань дробарки при частоті 7 Гц.

Найбільш ефективним діапазоном для подрібнення матеріалів з міцністю (40 – 70 МПа) є 16,7 – 24 Гц. В даному діапазоні спостерігаються найбільші переміщення мас дробарки з матеріалом та без матеріалу. В частотному діапазоні роботи дробарки  $f = 25-50$  Гц та при переході через другий резонанс спостерігаються наднормові переміщення мас дробарки при роботі без матеріалу та великі навантаження на елементи конструкції дробарки особливо на пружну систему  $c_2$  за умов роботи з матеріалом. Тому даний режим є ефективний при збільшенні значення жорсткості  $c_2$ . В нашому випадку  $c_2 = 3538800$  Н/м. При роботі дробарки між першим та другим резонансом оптимальне значення жорсткості лежить в околі значення  $c_2=529718$  Н/м.

### *Література*

1. Л.А. Вайсберг. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения /Вайсберг Л.А., Зарогатский Л.П., Туркин В.Я./ СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004. 306 с.
2. В.С. Блохин, В.И. Большаков, Н.Г. Малич. Основные параметры технологических машин. Машины для дезинтеграции твердых материалов: пособие. ч.1 - Днепропетровск: ИМА-пресс. – 2006. – 404 с.
3. И.Ф.Гончаревич. Динамика горных машин с упругими связями /Гончаревич И.Ф., Докукин А.В./ Изд-во «Наука», 1975, 1-212.
4. Фрайден Дж. Современные датчики. Справочник / Фрайден Дж. [пер. с английского Ю.А. Заболотной]; под ред. Е.Л. Свинцова. – М.: Техносфера, 2005. – 589 с.
5. Мехеда В.А. Тензометрический метод измерения деформаций: учеб. пособие / В.А.Мехеда. – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2011. – 56 с.
6. Аш.Ж. Датчики измерительных систем: В 2-х книгах Кн. 1, Пер. с франц. – М.: Мир, 1992. – 424 с., ил.
7. Джексон Р.Г. Новейшие датчики Москва: Техносфера, 2007. – 384 с.



УДК 693.542.523

М.О. Клименко, асистент КНУБА

## ВПЛИВ КОНСТРУКЦІЇ ЛОПАТЕВОГО АПАРАТУ НА ЯКІСТЬ ГРАВІТАЦІЙНОГО ПЕРЕМІШУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

**АНОТАЦІЯ.** Наведено результати дослідження впливу лопатевого апарату гравітаційних бетонозмішувачів на якість процесу перемішування будівельних сумішей. Запропонований критерій оцінки параметрів змішувальних органів, які чинять найбільший вплив на процес перемішування.

**Ключові слова:** гравітаційний бетонозмішувач, лопать, якість перемішування

**SUMMARY.** The research results of influence of the drum concrete mixer inner devices on quality of mixing process of construction mixes are given. The criterion of an assessment of parameters of mixing bodies which have the greatest impact on hashing process is offered.

**Key words:** drum concrete mixer, paddle, quality of mixing process.

**Постановка проблеми.** На сьогоднішній день вибір параметрів робочих органів є найвідповідальнішим моментом у створенні гравітаційних бетонозмішувачів, оскільки конструкція робочих органів і їхні параметри відіграють вирішальну роль у визначенні технологічної характеристики машини.

Правильне конструктивне оформлення барабана і лопатевого апарату дозволяє не тільки ефективно вирішити завдання розподілу в елементарному об'ємі вихідних компонентів у заданій пропорції, тобто забезпечити необхідну якість перемішування за мінімальний проміжок часу, але і розширити границі використання циклічних гравітаційних бетонозмішувачів.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** Як відомо, робочі органи циклічних гравітаційних бетонозмішувачів складаються з двох елементів: безпосередньо змішувального барабана і лопатевого апарату, закріпленого на його внутрішній поверхні [1, 2, 3, 7].

Попередніми дослідженнями [8, 9] приймається, що осьові і радіальні потоки змішуваного середовища створюються як внутрішніми стінками барабана гравітаційних бетонозмішувачів, так і його лопатями. Ступінь участі в процесі перемішування кожного із цих елементів визначається не тільки їхніми параметрами, але і властивостями перемішуваної суміші. Певні дослідження [5, 3], проведені за часів СРСР та в більш пізній період, стосувалися переважно форми барабана, жодним чином не торкаючись питання конструктивного виконання лопатевого апарату. Як наслідок, розроблені нормативні документи [6] та рекомендації з проектування [2] повністю оминають це питання. Поодинокі дослідження лопатевого апарату описують здебільшого особливості нової запропонованої конструкції [4] або носять характер порівнянь конкретних моделей з дуже обмеженими узагальненнями.

Отже, до теперішнього часу відсутня не тільки методика визначення конструкції внутрішнього змішувального апарату гравітаційних бетонозмішувачів, але й науково обґрунтовані підходи вирішення даної проблематики.

**Мета дослідження:** Виконати аналіз внутрішніх змішувальних органів, які використовуються в гравітаційних бетонозмішувачах. Здійснити оцінку параметрів лопатевого апарату, що мають найбільший вплив на результат перемішування. Розробити експериментальний стенд та виконати експериментальні дослідження для встановлення меж найбільш раціональних значень параметрів змішувальних лопатей. Надати рекомендації щодо вибору конструкції лопатей та їх розмірів при перемішуванні різних будівельних сумішей.

**Виклад основного матеріалу.** Першу частину дослідів було проведено в виробничих умовах на стенді бетонного вузла відділення ЗБВ заводу «Перемога»

(м. Ірпінь, Київської обл.).

Випробувальний стенд змонтований на базі бетонозмішувального відділення, яке побудоване за висотною схемою встановлення технологічного обладнання (рис.1). До складу стенду входить:

- відділення приймання та зберігання сировинних компонентів, яке складається з трьох бункерів для інертних заповнювачів загальним об'ємом 55 т та силосу цементу ємністю 17,2 т. Додатково використаний стаціонарний склад цементу СБ-33В, об'ємом 28 т який оснащений пневмокамерним насосом ТА-23А продуктивністю 20 т/год. Для транспортування сировинних компонентів використане: пневмотранспортне обладнання із гвинтовим пневматичним насосом ТА-39А, який під'єднаний до рукавів діаметром 75 мм і забезпечений стисненим повітрям розходом до 5 м<sup>3</sup>/хв при тиску 0,2 МПа.
- дозувальне відділення, яке складається з чотирьох дозаторів: дозатор цементу – ваговий автоматичний дозатор АД-400-БЦ на тензOMETричних датчиках із одnogвинтовим шнековим живильником, що має похибку дозування  $\pm 1,0\%$  (клас точності за ГОСТ10223-97 – 1); дозатор щебню - ваговий автоматичний дозатор АД-800-2БЩ на тензOMETричних датчиках із похибкою дозування  $\pm 1,0\%$  (клас точності за ГОСТ10223-97 – 2); дозатор піску - ваговий автоматичний дозатор АД-800-2БЩ на тензOMETричних датчиках із похибкою дозування  $\pm 1,0\%$  (клас точності за ГОСТ10223-97 – 2); дозатор щебню - ваговий автоматичний дозатор АД-200-БЖ на тензOMETричних датчиках із похибкою дозування  $\pm 0,5\%$  (клас точності за ГОСТ10223-97 – 1). Усі дозатори виготовлені на заводі ПАО «Кіровоградський завод дозувальних автоматів», м. Кіровоград та мали атестати метрологічної повірки.



Рисунок 1. Загальний вид бетонозмішувального вузла, пневмокамерного насосу та дозаторів цементу і щебню.

Робота станда здійснювалася за наступним принципом. За сигналом з пульта керування включається збірний транспортер складу заповнювачів, що розташований в технологічному напрямку розхідних бункерів сировинних компонентів. Потім включається магістральний стрічковий живильник бункера крупного заповнювача і заповнювач надходить у збірний ваговий бункер. Потім відважується необхідна кількість піску і також подається в збірний бункер. Після цього включенням шнекового живильника здійснюється подача цементу з проміжного силосу у вагову ємність дозатора.

Бетонозмішувальний стенд (рис.2) являє собою змішувач С-739, на траверсі якого змонтовано один із барабанів різної геометрії об'ємом 100, 250 або 330 л за завантаженням, що мають механізм зміни взаємного розташування і кута встановлення змінних лопатей.



а)



б)

Рисунок 2. Дослідний стенд з гравітаційним змішувачем і змінними лопатями:

а) загальний вигляд; б) змінні лопаті.

Для зміни взаємного розташування горловинних і донних лопатей на радіальній поверхні барабана передбачено кілька точок встановлення вузла кріплення лопатей, конструкція яких забезпечує можливість їх встановлення в барабані під необхідним кутом до осі обертання з потрібною величиною зазору між нижнім краєм лопаті і поверхнею барабана. Прокладки між лопаттю і кронштейном кріплення дозволяють змінювати кут між лопаттю і поверхнею барабана. Передбачені на поверхні барабана кілька точок

встановлення вузла кріплення лопатей, дозволяють таким чином змінювати взаємне розташування горловинних і донних лопатей, створюючи змінний або перехресний вид потокоутворення.

На пульті керування стендами встановлений комплект приладів для вимірювання потужності привода робочих органів бетонозмішувача. Час завантаження сухих компонентів регулюється зміною швидкості руху стрічки живильника.

Рухливість бетонної суміші визначалася за ДСТУ Б В.2.7-114-2002 (ГОСТ 10181-2000). Дані за всіма показниками, включаючи спожиту механізмом обертання барабана потужність, напрямок руху суміші, тощо фіксувався автоматизованою системою обробки дослідних даних на основі комп'ютерної системи АЦП фірми Saturn Data. Збір експериментальних даних руху суміші в барабані та показників спожитої потужності було проведено за допомогою програм, створених із використанням компілятора «Borland Turbo Pascal v.7.1».

Розгляд отриманих експериментальних даних показує, що збільшення кута встановлення лопатей до певної величини супроводжується рівномірним зростанням невивантаженої бетонної суміші. Для донних лопатей такою величиною є кут  $35-37^\circ$ , а для горловинних –  $20-22^\circ$ . Подальше збільшення кута встановлення лопатей приводить до прогресуючого налипання, що починає перевищувати регламентовані нормативними документами 5%. Отже, значення кутів встановлення лопатей не повинні перевищувати  $22^\circ$  для горловинних і  $36^\circ$  для донних лопатей.

Результати досліджень питання визначення кількості лопатей наведено на графіку рис.3. Як бачимо, для змішувача із об'ємом барабана за завантаженням 100 л, кількість лопатей повинна бути обраною чотирьом, а для змішувачів із об'ємом барабана за завантаженням 330 л і більше їх число може досягати 9.

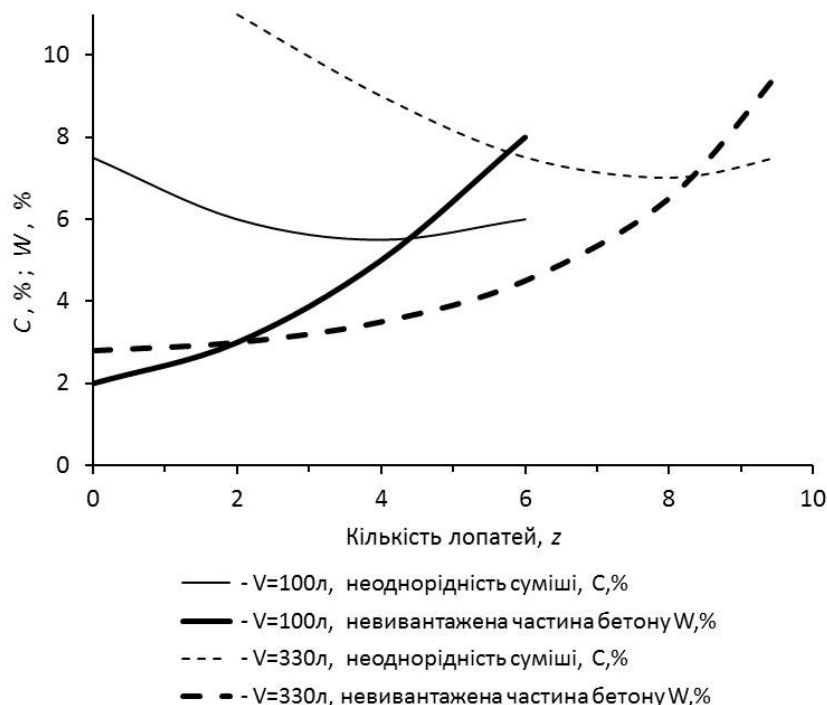


Рисунок 3. Вплив кількості лопатей на ефективність процесу перемішування і величину налипання суміші.

Отримані дані показують, що збільшення числа лопатей не призводить до поліпшення якості перемішування і супроводжується збільшеним налипанням. Отриманий



результат справедливий для бетонозмішувача об'ємом 250 л, в якого довжина розгортки циліндричної частини не дозволяла ефективно розташувати чотири пари лопатей зі збереженням всіх елементів перехресного потокоутворення.

Треба зазначити, що експериментальними дослідженнями були охоплені також лопаті із ламаною конструкцією, гратчасті та лопаті із виконаними в них круговими отворами і поздовжніми пазами (рис.4).



Рисунок 4. Рух суміші по лопаті ламаної конструкції із круговими отворами і поздовжніми пазами.

Проте через недостатню повноту зібраного експериментального матеріалу висновки щодо використання такого виду лопатей наразі відсутні. Поряд з цим попередній аналіз отриманих даних дозволяє стверджувати про суттєве покращення перемішування такими лопатями, особливо для змішувача із об'ємом за завантаженням 100 л, який може вважатися за приоб'єктний. Для цих змішувачів максимальна кількість таких лопатей становить 4, а їх форма повинна відповідати комбінованому типу за умови створення ними переважно радіальних потоків в напрямку від дна барабана. Також у змішувачах об'ємом 100 і 250 л можуть використовуватися лопатеві апарати із двома елементами, тому що продуктивність цих машин визначається не змішувачем, а швидкістю ручного дозування сухих компонентів і їхнього ручного завантаження.

#### **Висновки**

1. Проведений аналіз вітчизняних і закордонних змішувачів, які використовуються для перемішування сухих будівельних сумішей, дозволив визначити конструктивні



особливості внутрішніх змішувальних робочих органів гравітаційних бетонозмішувачів.

2. Розроблений експериментальний стенд та виконані експериментальні дослідження, які дозволили визначити межі найбільш раціональних значень параметрів змішувальних лопатей, здатних забезпечити процес перемішування із регламентованим рівнем якості будівельних сумішей.

#### *Література*

1. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Бауман В.А., др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций: Учебник для строительных вузов. / В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов. – М.: Машиностроение, 1981. – 324с.
3. Королев К.М. Механизация приготовления и укладки бетонной смеси. – М.: Стройиздат, 1986. – 136 с.
4. Манукян Г.С. Разработка и исследование смесителя гравитационно-принудительного действия. – Автореф. дис. канд. техн. наук. – К., 1981. – 17с.
5. Бауман В.А. Применение принципа теории подобия при исследовании барабанов бетономешалок. // Исследование машин и механизмов для строительных и дорожных машин. – М.: Машгиз, 1950.
6. ГОСТ 16349-85. Смесители циклические для строительных материалов. Технические условия. Межгосударственный стандарт. М. – 1985. – 11с.
7. Ferraris C.F. Concrete Mixing Methods and Concrete Mixers: State of the Art// Journal of Research of the National Institute of Standards and Technology. – Vol. 106. – No. 2. – P.391-399, – 2001.
8. Sonnenberg R. Concrete mixers and mix systems// Concrete Precast Plant Technology. – 64. – P.88-98. – 1998.
9. Beitzel H. Concrete production plants and mixers some aspects of their design and operation// Beton Fertigteil-Technik. – Part 2, P.305-310. – 1984.



## Технологія і організація виробництва

УДК 339.03.621

М.І. Назаренко, канд. техн. наук, заст. директора ЗАТ «ПВІ ЗІТ  
НАФТОГАЗБУДІЗОЛЯЦІЯ»

### МОДЕЛІ ТА МЕХАНІЗМИ УПРАВЛІННЯ МЕХАНІЗОВАНИМИ ФОНДАМИ БУДІВЕЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА

**АНОТАЦІЯ.** Досліджено показники надійності, які впливають на рівень управління механізованими фондами будівельної організації. Запропоновані моделі і механізми управління засобами механізації.

**Ключові слова:** показники надійності, управління механізованими фондами будівельної організації.

**ANNOTATION.** The influence of reliability indexes on management level of mechanical industry construction companies was researched. Models and mechanisms for managing of mechanization devices were proposed.

**Key words:** reliability indexes, management of mechanical industry construction companies.

**Актуальність роботи.** Підвищення ефективності процесу управління ресурсами будівельного підприємства залежить від низки класифікаційних ознак, що враховують технічний стан і рівень використання машин у процесі будівництва. Технічний стан будівельних машин характеризується коефіцієнтом їх технічної готовності до експлуатації. Показники технічного стану парку машин і механізмів коливаються в межах 40–55%, при цьому використання існуючого парку машин і їх завантаження становить не більше 50%, а в окремих управліннях механізації цей показник становить лише 25–30%. Проведений функціонально-вартісний аналіз [1] виявив потребу розробки і реалізації сучасних організаційно-технологічних моделей, які дозволяють встановити раціональний обсяг та структуру управління механізованими фондами в будівельних підприємствах, узгодити його з виробничо-технологічними потребами, структурою і обсягом будівельно-монтажних робіт.

**Аналіз досліджень.** Управлінню та методам прийняття рішень присвячені роботи [2,3,4], а також і в будівельній галузі [5,6]. В роботі вибір моделей та механізмів управління механізованими фондами будівельного підприємства базується на основах теорій вірогідності [7] та теорії масового обслуговування.

**Результати дослідження.** При дослідженні методів управління процесами експлуатації машин прийнято, що управління машиною виконується деяким оператором  $R$ , що забезпечує перетворення операндів  $x_1, x_2, \dots, x_n$  в образи  $y_1, y_2, \dots, y_n$ :

$$R : \downarrow \begin{pmatrix} x_1; & x_2; & \dots; & x_n \\ y_1; & y_2; & \dots; & y_n \end{pmatrix} . \quad (1)$$

За таких умов виникає реальна потреба переглянути всі можливості здійснення найбільш доцільних управлінських дій, які забезпечують раціональний процес експлуатації машини. Такий комплексний всебічний розгляд взаємозв'язків системи «людина–машина–зовнішнє середовище», як єдиного цілого, можливо тільки на базі системного підходу. Тому весь життєвий цикл будівельної машини представлено у вигляді, який враховує тривалість стадій життєвого циклу: дослідження і дослідно-конструкторських робіт, технологічної підготовки виробництва, дослідно-промислової перевірки, освоєння випуску машин, експлуатації; міжетапні очікування на утилізацію.

Реальні умови викликають безліч можливих станів системи «людина–машина–зовнішнє середовище», у яких показники операндів  $x_1; x_2; \dots; x_n$  не збігаються з

розрахунковими  $y_1; y_2; \dots; y_n$ . Це пов'язано зі специфікою будівельної техніки, якій притаманні ймовірностний характер використання. Очевидно, що реально існуюча система «людина–машина–середовище» характеризується великою множиною показників. Тому математичне відображення їх стану знаходиться не в точці (вектор) на площині, а в тривимірному просторі – зміна обсягів ( $V$ ) виконання робіт (по висоті) і дальності розташування будівельного об'єкта ( $L_{пер}$ ) від основної бази (по ширині) та життєвого циклу машини ( $t_m$ ).

У той же час, в умовах будівельного майданчика існує безліч різних потенційних чинників (кваліфікація машиністів, кліматичні умови, стан робочих органів), що можуть бути застосовані до тієї самої більшості операндів ( $x_1; x_2; \dots; x_n$ ) (рис. 1).

Одним із основних показників оцінки середнього значення бюджету робочого часу парку машин це є визначення цього часу між плановими ремонтами машин. В основі визначення часу у відомій формулі коефіцієнт готовності окремої машини замінено коефіцієнтом готовності парку машин в цілому:

$$\left. \begin{aligned} K_{cm} &= N_{cm}/N \\ t_{cp} &= NK_m T_{\varepsilon} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

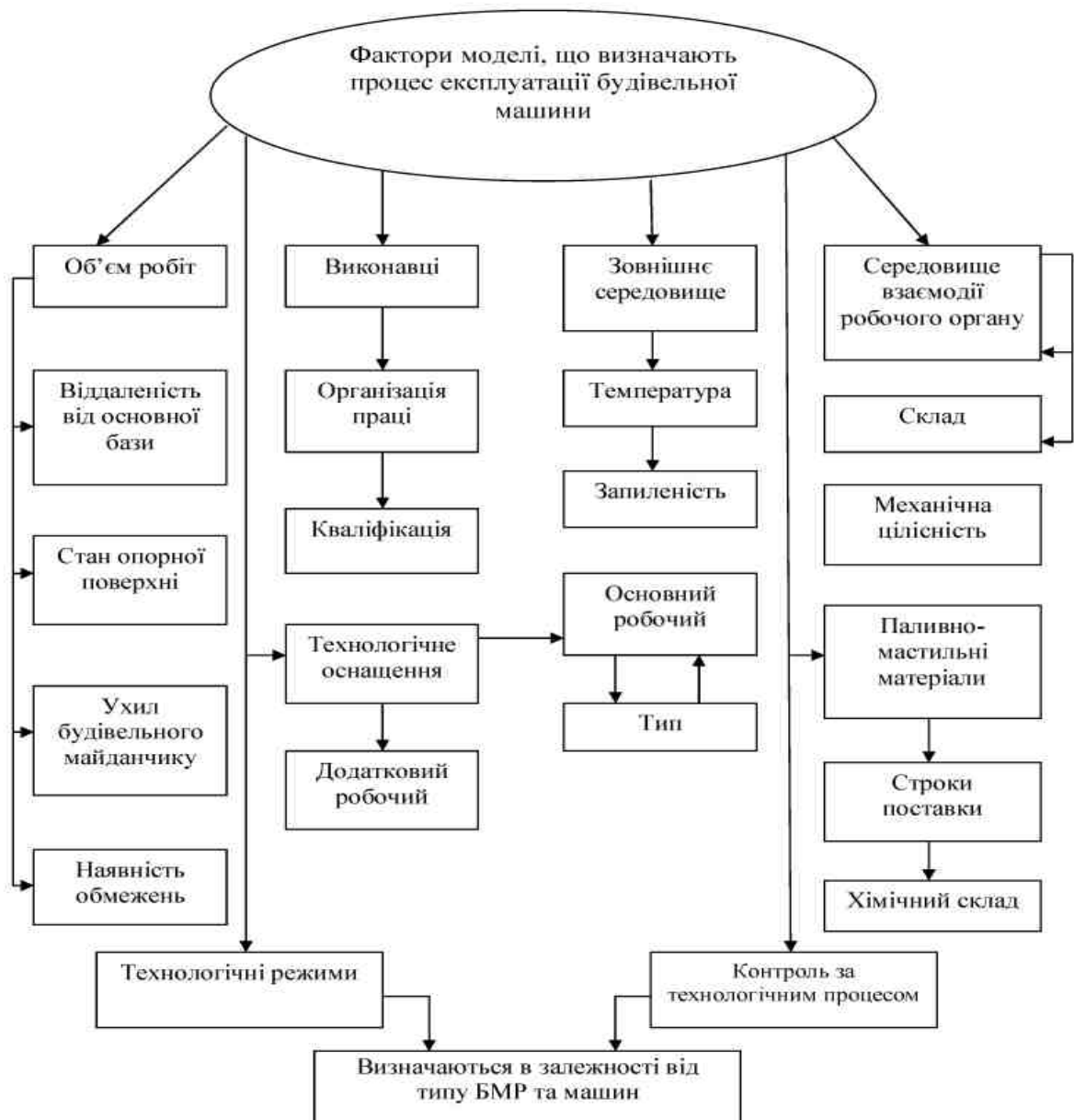


Рисунок 1. Основні фактори моделі для визначення процесу функціонування будівельної машини.



Середнє число працездатних машин  $N_{cp}$  в будь-який час між плановими ремонтами подано в роботі як один із параметрів випадкового процесу експлуатації парку машин, модель стану якого представлено на рис. 2.

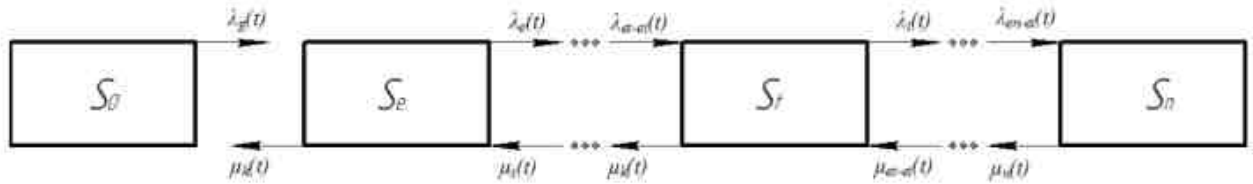


Рисунок 2. Моделі стану парку машин.

Індекси стану  $S_k$  (див. рис.2) відповідають числу непрацездатних машин, тобто числу машин, що знаходяться в момент  $t$  на відновленні або в черзі на відновлення після відмови. При цьому передбачається, що в початковий момент,  $t = 0$ , парк знаходиться в стані  $S_0$ , тобто всі машини роботоспроможні. В стані  $S_n$  всі  $N$  машин парку нероботоспроможні. У стаціонарному періоді експлуатації парку машин стосовно моделі (див. рис.2) визначено середнє число роботоспроможних машин в будь-який момент часу, а узагальнений коефіцієнт готовності парку машин:

$$K_{гп} = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} (N - k) p_k ; \quad (3)$$

В дослідженнях застосована багаторівнева система, яка дозволяє по-новому вирішити окремі завдання оптимізації механізованих фондів усередині кожного рівня. В залежності від стану досліджуваної системи виділено вісім рівнів (рис. 3).

На основі теорії масового обслуговування визначено якісні і кількісні параметри парку будівельних машин для оптимізації їх резерву. Визначена модель управління ресурсами будівельного підприємства із оптимізацією кількості ремонтних постів, що призначені для оперативного усунення раптових відмов машин, що виникають в процесі їх технологічного використання між плановими ремонтами. При збільшенні кількості чергових ремонтних постів збільшуються витрати на їх устрій і утримання. Але при цьому зменшення черги на обслуговування до визначеної межі, збільшується сумарне напрацювання машин, тобто прибуток від їх експлуатації парку машин і механізмів. Саме тому у якості критерію оптимізації, прийнято питомий прибуток  $\Pi$ , що приходить на одну машину за календарний час експлуатації парку машин і механізмів між плановими ремонтами машин:

$$\Pi = \frac{1 - p_{нд.}}{t_{np.} + t_{т.о.} + \frac{1}{K_{гп}} + \frac{1}{K_p} + \frac{1}{1 - K_{н.у.}} - 2} \left\{ d_c - (n_m q_{2п} + v_{ш}) \left[ \frac{1}{K_{гп}} - 1 \right] - v_m \right\} \frac{n_m q_{1п}}{N}, \quad (4)$$

де  $p_{нд.}$  – доля неробочих днів в розрахунковому періоді;  $t_{np.}, t_{т.о.}$  – норми часу планових ремонтів і технічних обслуговувань на 1 машино-годин роботи машини;  $K_p, K_{м.у.}$  – коефіцієнти наявності заявок на використання парку машин на будівельних роботах та простою машин за погодних умов;  $q_{1п.}, q_{2п.}$  – витрати на утримання одного ремонтного поста за 1 календарний день;  $d_c$  – доходна ставка за 1 годину використання машини на будівельних роботах;  $n_m$  – кількість машин;  $v_{ш}$  – вартість штрафу за 1 годину простою машини під час роботи на будівництві;  $v_m$  – витрати на експлуатацію 1 години робочого часу машини, що включають витрати на реновацію, технічне обслуговування, ремонти, технологічне використання машини.

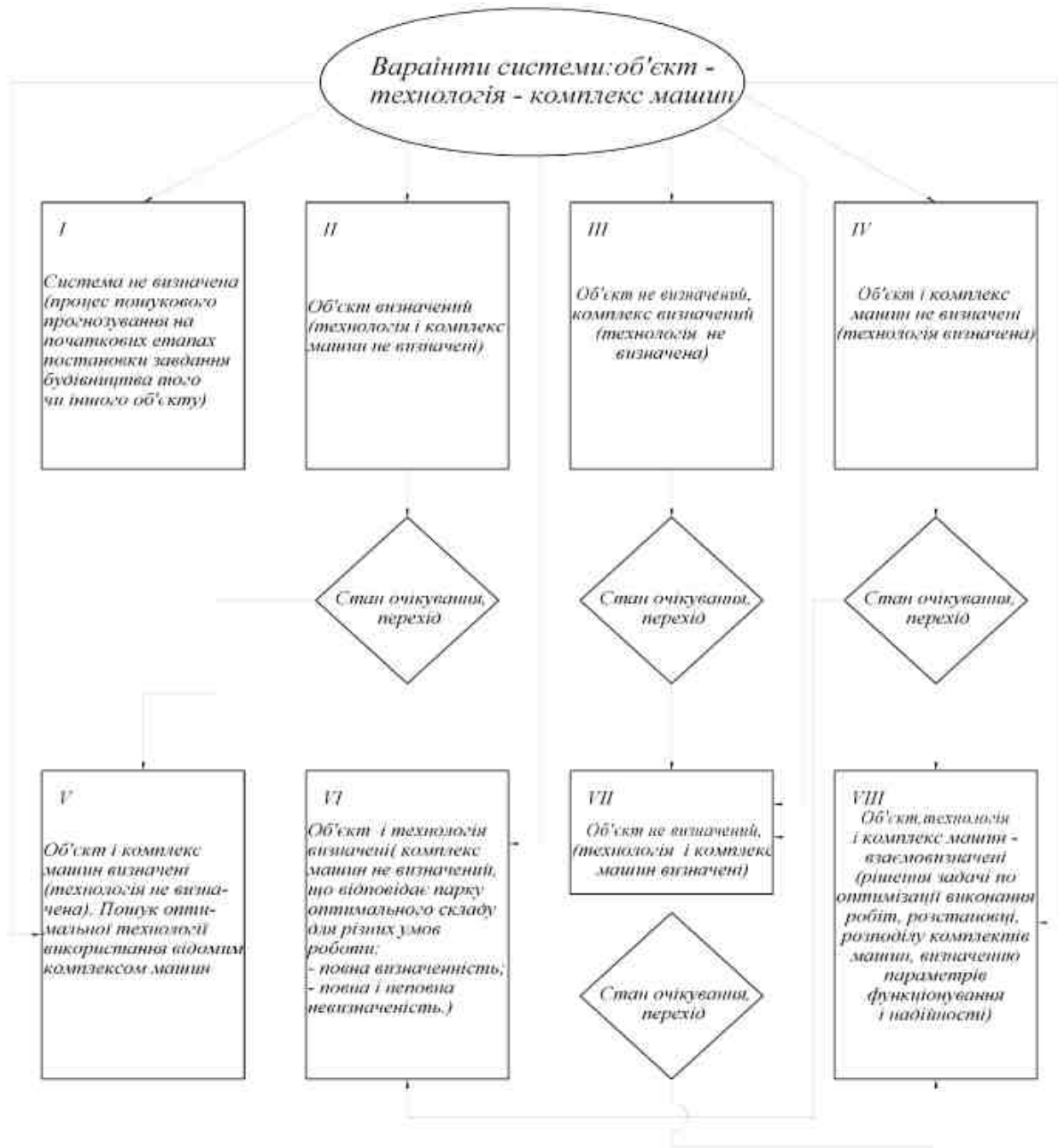


Рисунок 3. Стани системи: об'єкт – технологія – комплекс машин.

З урахуванням низки параметрів і факторів, що визначають відмови, терміни відновлення, витрати, після відповідних перетворень формула (4) для визначення питомого прибутку за міжремонтний цикл має вигляд:

$$\bar{\Pi} = \frac{\exp[-(\lambda_1 \tau)^p] \times [D_c A + (a_{1m} v_m + v_{an}) T_{an} - v_{pr} T_{pr}] - (a_{1m} v_m + v_{an}) T_{an}}{\exp[-(\lambda_1 \tau)^p] \times [(A - T_{an} + T_{pr}) + T_{an} + T_{v2} H_2(\tau)]} - \frac{(a_{1m} v_m + v_{an}) T_{an} - (a_{2m} v_m + v_{n2}) T_{n2} H_2(\tau)}{\exp[-(\lambda_1 \tau)^p] \times [(A - T_{an} + T_{pr}) + T_{an} + T_{v2} H_2(\tau)]}, \quad (5)$$



де  $\tau$  - планове міжремонтне напрацювання, маш.-год;  $a_{1ш}$ ,  $a_{2ш}$  – доля штрафного часу при аварійно-профілактичному ремонті і при відновлювальному ремонті;  $V_{ап}, V_{п}, V_{в2}$  – середня вартість однієї години аварійно-профілактичного, профілактичного ремонтів і відновлення після відмов другої групи відповідно;  $T_{ап}, T_{пр}$  – середня довготривалість профілактичного і аварійно-профілактичного ремонтів;  $T_{в2}$  – середній час відновлення після відмов другої групи;  $H_2(\tau)$  – функція відновлення відносно відмов другої групи (середнє число відмов другої групи за напрацювання  $\tau$ ).

Відхилення квазіоптимальних значень міжремонтних наробіток  $\tau_{ок}$ , залежить від надійності будівельної машини, достовірності вихідних даних та відношення  $d_c / v_{ш}$ . За невисокої вартості штрафного часу і високої надійності машини відносно відмов другої групи залежність  $\Pi(\tau)$  в межах оптимального значення  $\tau_0$  стає більш пологою. Тому призначення міжремонтних періодів  $\tau$  навіть дуже відрізняються від оптимальних значень  $\tau_0$  не визиває суттєвого зниження питомого прибутку від експлуатації будівельної машини  $\Pi(\tau)$ . Із збільшенням розмірів штрафу зменшується прибуток.

### Висновки

1. Надійність оцінки рівня управління механізованими фондами будівельної організації забезпечується інтегральними критеріями, що враховують особливості виконання технологічних процесів будівельними машинами.
2. Застосована в дослідженні класична теорія експлуатаційної надійності машин і механізмів забезпечила розробку методики підвищення працездатності будівельних машин, що враховують організаційно-технологічні фактори.
3. В основі експлуатаційної надійності будівельних машин враховані показники етапів їх життєвого циклу: дослідження і дослідно-конструкторських робіт, технологічної підготовки виробництва, дослідно-промислової перевірки, освоєння випуску машин, експлуатації, міжетапні очікування на утилізацію.

### Література

1. Назаренко М.І. Функціонально-вартісний аналіз як метод оцінки ефективності використання парку будівельних машин / М.І. Назаренко // Збірник наукових праць «Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин». – К.: КНУБА, 2010. – Вип. 23. – С. 231–237.
2. Водачек Л. Стратегия управления инновациями на предприятии / Л. Водачек, О. Водачкова. – М.: Экономика, 1992. – 270 с.
3. Друкер П.Ф. Эффективное управление. Экономические связи и оптимальные решения [Пер. с англ.] / П.Ф. Друкер. – М.: ФАИР-ПРЕСС, 1998. – 522 с.
4. Друкер П.Ф. Управление, нацеленное на результаты [Пер. с англ.] / П.Ф. Друкер. – 2-е изд. – М.: Технол. шк. бизнеса, 2001. – 197 с.
5. Жуков А.А. Оптимизация технологии и организации строительства / А.А. Жуков. – К.: Будівельник, 1977. – 184 с.
6. Залуниин В.Ф. Проблемы управления строительством в условиях рынка. / В.Ф. Залуниин, Р.Б. Тян. – Днепропетровск: Наука и образование, 1999. – 36 с.
7. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: Высшая школа, 1998. – 576 с.

УДК 658:65.011.3

М.Є. Нестеренко, аспірант

## ОСОБЛИВОСТІ ВИНИКНЕННЯ ФІНАНСОВИХ РИЗИКІВ У БУДІВЕЛЬНИХ ПІДПРИЄМСТВАХ

**АНОТАЦІЯ.** В статті розглянуті особливості виникнення на фінансових ризиків у будівельних підприємствах та запропоновані основні показники, які можуть бути використані для визначення та оцінки ризиків.

**Ключові слова:** ціновий ризик, фінансовий ризик, підприємство, прибуток, рентабельність, зарплата, фонди.

**ANNOTATION.** In the article the peculiarities of occurrence of financial risks in construction enterprises and the basic indicators that can be used to identify and assess the risks.

**Keywords:** price risk, financial risk, enterprise, profit, profitability, wages, funds.

При здійсненні своєї діяльності підприємство ставить конкретні цілі-отримати прибутки внаслідок здійснення витрат, отже, воно планує свою діяльність. Вибираючи ту чи іншу стратегію розвитку, підприємство може втратити свої гроші або отримати прибуток, менший, чим заплановано. Це пов'язано з невизначеністю ситуації в якій знаходиться підприємство.

Управління фінансовими ризиками на підприємствах в основному зводяться до мінімізації впливу на господарську діяльність цінових ризиків, які виникають при відхиленні майбутньої ціни від її очікуваного значення, причому відхилення може бути як у гіршу, так і в кращу сторону. Фактори, які впливають на ці зміни, можна поділити на внутрішні і зовнішні. До внутрішніх факторів відносяться:

- трудові ресурси;
- виробничі основні та оборотні фонди.

До зовнішніх факторів, які прямо не залежать від діяльності підприємства відносяться:

- організація роботи і стан фінансової системи;
- загальна економічна ситуація;
- нормативно-правові тощо.

До факторів трудових ресурсів відносяться чисельність персоналу підприємства на виробництво продукції та сприяння цьому виробництву. Неефективне використання робочого часу або праці робітників може призвести до подорожчання продукції підприємства.

Виробничі основні фонди суттєво виливають на якість і надійність виробничого потенціалу. Використання фізично застарілих основних фондів виробничого призначення гальмує виробництво сучасної продукції, а наднормативна зношеність основних фондів призводить до частих поломок і зупинки устаткування. Ще одним фактором виробництва являються виробничі оборотні фонди, серед яких головну роль відіграють матеріальні ресурси. Основною причиною виникнення цінового ризику може бути подорожчання сировини і матеріалів.

В зовнішніх факторах впливу поява цінового ризику може буди нечітка робота фінансових структур, погіршення загальної економічної ситуації у країні (збільшення рівня інфляції) і нормативно-правові фактори. Очевидно, що негативні зміни в податковому законодавстві можуть призвести до подорожчання продукції або продукція буде дешевше при наявності податкових пільг (на використання праці інвалідів, на деякі види діяльності, продукції та інші). Усі розглянуті фактори основного фінансового ризику для виробничого



підприємства-цінового-тісно пов'язані між собою і прямо або побічно впливають на внутрішні фактори.

Різноманіття і складність економічних відносин між суб'єктами господарювання в умовах ринку визначають можливість виникнення різних видів ризику, а тому в процесі оцінки і управління фінансовими ризиками необхідно враховувати специфіку їх діяльності. Особливості виникнення фінансових ризиків у будівельних підприємствах обумовлюються існуванням складної системи взаємодії функціональних структур і особливостями капітальних вкладень.

До системи взаємодії виробничих, функціональних і інституціональних структур будівельного сектора, діяльність кожної з яких може бути пов'язана з фінансовими ризиками, відносять:

- інвесторів, які виступають у ролі кредиторів, замовників, покупців (юридичні та фізичні особи);
- проектувальників;
- виробників матеріальних і технічних (технологічних) ресурсів;
  - будівельно-монтажні організації, що перетворюють інвестиційні ресурси в об'єкти основного капіталу;
  - інноваційні організації, в яких розробляються науково-технічні нововведення з метою подальшого використання в процесі створення основного капіталу;
  - інституціональні ринкові структури, які забезпечують перетворення інвестицій в основний капітал (фінансових ресурсів) на продуктивній і товарній стадіях їх обороту;
  - логістичні фірми, які забезпечують наповнення товаропровідної мережі і доведення товарів і послуг до економічних суб'єктів будівельної діяльності;
- транспортні організації.

Функціонування будівельних підприємств пов'язано з небезпекою виникнення фінансового ризику через можливе порушення необхідних для його діяльності фінансових, матеріально-технічних, професійних (кадрових) та інформаційних потоків, які відображають переміщення та освоєння інвестицій, матеріалів, устаткування, грошових платежів, виробленої продукції в умовах конкретного соціально-економічного, політичного і природно-кліматичного середовища.

Крім того, можна виділити ряд ризиків, які впливають на розмір прибутку будівельних підприємств:

1. Ризик нереалізуємості інвестиційного проекту пов'язаний з ціновим і валютним ризиком і обумовлених:

- можливою відмовою інвесторів традиційних постачальників від укладання договорів;
- несприятливими для суб'єкта інвестиційно-будівельного сектору умовами договору (у тому числі ціни);
- переходом в ринкових умовах традиційних постачальників на випуск іншої продукції;
- неможливістю закупівлі технологічного устаткування.

2. Ризик неохочення необхідних для реалізації інвестиційно-будівельного проекту матеріально-технічних ресурсів і технологічного устаткування, пов'язаний з ціновим і кредитним ризиком, який залежить від:

- прийняття постачальником рішення про зміну умов договору-термінів, цін, обсягів, вимог до якості продукції;



- рішення постачальника про тимчасове або остаточне присвоєння отриманих як передоплату сум.

3. Ризик неотримання або несвоєчасного отримання оплати за виконані будівельно-монтажні роботи пов'язаний з кредитним ризиком і залежить від ухвалення рішення інвестором (замовником) про використання призначених для оплати коштів на інші цілі або пов'язаний відсутністю фінансових ресурсів.

4. Ризик зриву власних планів будівельно-монтажних робіт пов'язаний з ціновим, операційним ризиком і викликаний:

- нестабільністю цін;
- операційно-технічними аваріями і збоями;
- неотриманням матеріально-технічних ресурсів і технологічного устаткування,

у тому числі нового у встановлений договором термін.

5. Ризик неотримання зовнішніх інвестицій і кредитів пов'язаний із кредитним, відсотковим і валютним ризиком і обумовлений:

- несприятливими точками зору зарубіжних інвесторів і кредиторів щодо можливостей інвестиційних перспектив у країні;
- нестабільністю загальної економічної ситуації;
- несподіваним витком негативної інформації.

Таким чином, при аналізі фінансових ризиків будівельних підприємств необхідно враховувати складний характер прояву і впливу ризиків практично всіх напрямків діяльності. На підставі викладеного можна зробити висновок, що фінансові ризики істотно впливають на діяльність підприємств і тісно пов'язані між собою. У процесі оцінки і управління фінансовими ризиками підприємств необхідно враховувати специфіки їх діяльності. Це дозволить обмежити коло досліджуваних фінансових ризиків до тих, які безпосередньо впливають на роботу підприємства. Крім того, урахування специфіки господарської діяльності будівельного підприємства дозволить встановити пріоритетність дослідження профільних фінансових ризиків, які впливають на діяльність найбільш активно. Для проведення досліджень необхідно використовувати дані фінансово-бухгалтерської звітності будівельних підприємств, відокремити показники, які найбільшою мірою характеризують фінансовий стан підприємства з різних позицій, а отже, і різні види ризиків. Такими показниками можуть бути: прибуток, з розрахунку на одного зайнятого, коефіцієнт рентабельності, коефіцієнт автономії, коефіцієнт зносу основних засобів, середньомісячна заробітна плата. На основі показників прибутку, рентабельності, коефіцієнта автономії можна робити висновок про фінансовий стан будівельного підприємства, коефіцієнт зносу може дати уявлення про технічний стан підприємства. А за допомогою показника середньомісячного рівня оплати праці можна оцінити соціальну складову діяльності підприємства.

### *Література*

1. Брегін Н. А. Механізм оцінки й управління фінансовими ризиками підприємств / Н. А. Брегін, І. Г. Брітченко - Донецьк: Дн ДУЕТ ім. м. Туган - Барановського, 2004. - 172с.
2. Куташенко М. В. Сутність ризику і причини його виникнення / М. В. Куташенко // Інвестиції: практика та досвід. - 2009. - №6 - с.45 - 48.
3. Вітлінський В. В. Ризикологія в економіці та підприємстві / В. В. Вітлінський, Г. І. Великоіваненко. - к.: КНЕУ, 2004. - 480с.



## Модельовання технологічних процесів

УДК 621.875.322-82

В.І. Лесько, доцент КНУБА

### ІМОВІРНІСНІ МОДЕЛІ РОБОТОЗДАТНОСТІ ГІДРОПРИВОДІВ ОДНОКІВШОВИХ ЕКСКАВАТОРІВ

**АНОТАЦІЯ.** В роботі розроблені імовірнісні моделі роботоздатності і надійності гідроприводів одноківшових екскаваторів з урахуванням специфіки їх функціонування та формування параметричних відмов гідропривода.

**SUMMARY.** The developed probabilistic models of elements reliability hydrodrives of building machines, taking into account the particularities of their functioning and formation of parametric hydraulic failures.

**Актуальність проблеми.** Гідроприводи сучасних будівельних машин, зокрема, одноківшових екскаваторів, кранів, представляють собою складну технічну систему із складною та мінливою під час її роботи структурою, взаємозв'язками та специфічними механізмами формування відмов. А тому проблеми оцінки та забезпечення рівня їх роботоздатності і надійності на всіх етапах: проектування, виробництва та експлуатації залишаються актуальними і досить складними. Важливе значення при цьому відіграють моделі роботоздатності і безвідмовності, на основі яких проводиться оцінка показників надійності гідроприводів цих

**Мета і постановка задачі.** Мета роботи полягає в розробці імовірнісних моделей роботоздатності та параметричної надійності гідроприводів одноківшових екскаваторів та інших БДМ, які змогли би враховувати специфіку структурного устрою і функціонування гідроприводів а також механізми втрати їх роботоздатності і формування параметричних відмов.

Виникнення параметричних відмов гідроелементів гідроприводу БДМ при їх експлуатації є наслідком порушення певних умов, які характеризують здатність гідроприводу зберігати роботоздатність у відповідності до певних (або заданих) вимог. Для основних елементів, які лімітують надійність гідроприводу ОЕ, умови роботоздатності характеризуються невиходом об'ємного ККД  $\eta_j$  за певний встановлений граничний рівень  $\eta_{j \text{ гран.}}$

Порушення умови  $\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j \text{ ГРАН.}} > 0\}$  трактується як параметрична відмова окремо взятого  $j$ -го елемента, імовірність виникнення якої при заданому граничному значенні об'ємного ККД  $\eta_{j \text{ гран.}}$  визначається за виразом:

$$P\{\varphi_j = \eta_j - \eta_{j \text{ ГРАН.}} < 0\} = \int_0^{\eta_{j \text{ ГРАН.}}} f(\eta_j) d\eta, \quad (1)$$

де:  $f(\eta_j)$  - щільність імовірності розподілу об'ємного ККД (ОККД) елемента.

Специфічними в плані задання умов роботоздатності та формування параметричних відмов гідроприводів виступають такі послідовно з'єднані між собою з точки зору конструкції та компоновання гідроелементи, як робочі секції гідророзподільників та гідроциліндри, які входять до підсистем: приводу стріли, приводу рукояті та приводу ковша і утворюють так звані функціональні дільниці (ФД) за схемами під'єднання елементів, приведених на рис.1. В гідроприводах кранів, навантажувачів, бульдозерів та інших машин подібні схеми з'єднань мають місце в підсистемах: підйому та висунення стріли, виносних опор (аутригерів), навісного обладнання і т.п.

Розглянемо можливість отримання моделей роботоzдатності ФД, яка скомпонована за схемою *a* (рис.1).

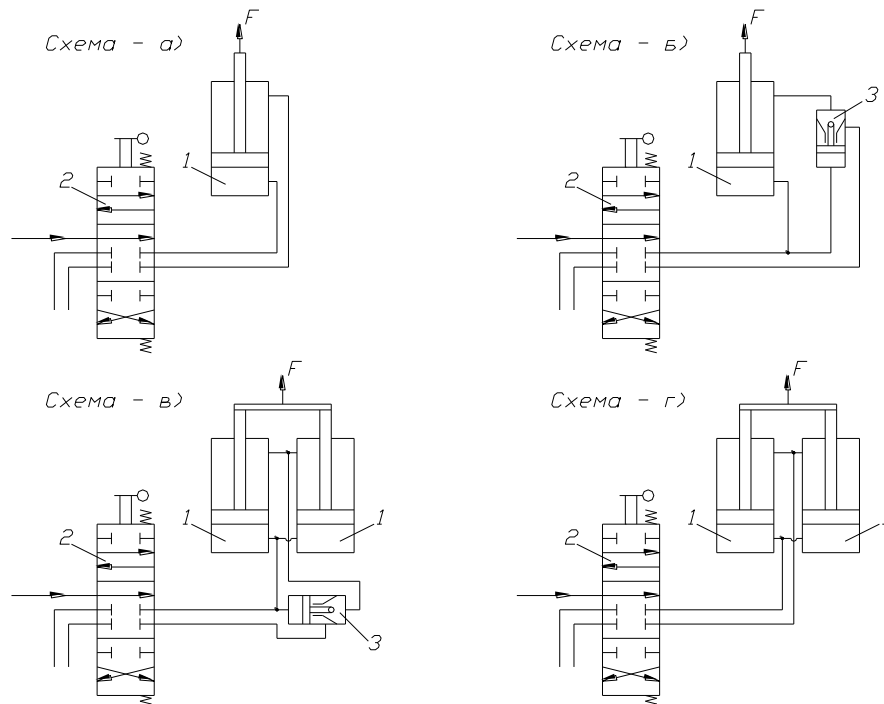


Рисунок 1. Гідравлічні схеми під'єднання гідроциліндрів в функціональних дільницях: 1–гідроциліндр; 2–гідророзподільник, 3–гідрозамок або клапан керований зворотній.

Так як гідроелементи за гідросхемою ФД з'єднані послідовно, то можна усвідомити, що їх зношення і збільшення внутрішніх витоків в кожному із них в однаковій мірі впливає на її ОККД і роботоzдатність та на формування вказаної відмови. Таким чином, досягнення граничного стану функціональної дільниці є загальним результатом об'єднаного стохастичного процесу зміни технічного стану обох елементів, граничний стан яких виражається через загальний граничний об'ємний ККД  $\eta_{\text{ФД,ГРАН}}$ . Технічний стан ФД при цьому буде оцінюватися узагальненим ОККД:

$$\eta_{\text{ФД}} = \eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}}, \quad (2)$$

де:  $\eta_{\text{зр}}$  - ОККД секції гідророзподільника;

$\eta_{\text{зц}}$  - ОККД гідроциліндра.

В такому випадку умовою роботоzдатності функціональної дільниці буде невихід значення добутку ОККД секції розподільника та гідроциліндра за граничну область:

$$\varphi_{\text{ФД}} = \eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}} - \eta_{\text{ФД,ГРАН}} > 0, \quad (3)$$

а імовірність збереження роботоzдатності ФД запишеться так:

$$P = P\{\varphi(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}) - \eta_{\text{ФД,ГРАН}} > 0\} \quad (4)$$

Для визначення показників безвідмовності функціональної дільниці представимо її як систему двох безперервних випадкових величин ( $\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}$ ) із сумісною щільністю розподілу  $f(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}})$ . Загальний технічний стан ФД запишемо як функцію двох випадкових аргументів:

$$\eta_{\text{ФД}} = \varphi(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}) \quad (5)$$

Функцію розподілу випадкової величини  $\eta_{\text{ФД}}$  запишемо таким чином:



$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = P\{\eta_{\Phi D} = \varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y\} \quad (6)$$

де:  $y$  - деяка задана величина ОККД.

Застосовуючи інтегральну формулу повної імовірності, отримаємо:

$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y]} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zp} \right\} d\eta_{zq}, \quad (7)$$

або:

$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y]} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zq} \right\} d\eta_{zp}, \quad (8)$$

Об'єднуючи обидві формули (7) та (8) запишемо:

$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = \iint_{[\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y]} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zp} d\eta_{zq}, \quad (9)$$

де область інтегрування визначається із умови  $\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < \eta_{\Phi D}$ .

Диференціюючи (9) за величиною  $\eta_{\Phi D}$  знайдемо щільність розподілу випадкової величини  $\eta_{\Phi D}$ :

$$f_{\eta_{\Phi D}}(y) = \frac{dF(y)}{d(y)}. \quad (10)$$

Оскільки об'ємні ККД гідророзподільників та гідроциліндрів є незалежними, то їх сумісна щільність розподілу рівна:

$$f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) = f_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) \cdot f_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}). \quad (11)$$

При цьому формули (7 – 9) мають вигляд:

$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y]} f_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) d\eta_{zp} \right\} f_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) d\eta_{zq} = \int_{-\infty}^{\infty} \left\{ \int_{[\varphi(\eta_{zp}, \eta_{zq}) < y]} f_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) d\eta_{zq} \right\} f_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) d\eta_{zp} \quad (12)$$

Загальний об'ємний ККД функціональної дільниці  $\eta_{\Phi D}$  визначається як добуток двох випадкових аргументів  $\eta_{zp}$  та  $\eta_{zq}$ . Тоді за формулою (9) знаходимо функцію розподілу випадкової величини  $\eta_{\Phi D} = \eta_{zp} \cdot \eta_{zq}$ :

$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = P(\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} < y) = \iint_{(\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} < y)} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zp} \cdot d\eta_{zq} = \int_{-\infty}^0 \left\{ \int_{y/\eta_{zp}}^{\infty} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zq} \right\} d\eta_{zp} + \\ + \int_0^{\infty} \left\{ \int_{-\infty}^{y/\eta_{zp}} f(\eta_{zp}, \eta_{zq}) d\eta_{zq} \right\} d\eta_{zp}. \quad (13)$$

Або в іншому вигляді:

$$F_{\eta_{\Phi D}}(y) = \iint_{\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} < y} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) \cdot dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) = \int_{-\infty}^0 dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) \cdot \int_{y/\eta_{zq}}^{\infty} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) + \int_0^{\infty} dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) \cdot \int_{-\infty}^{y/\eta_{zq}} dF_{\eta_{zp}}(\eta_{zp}) = \\ = \int_{-\infty}^0 \left[ 1 - F_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zq}}\right) \right] dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}) + \int_0^{\infty} F_{\eta_{zp}}\left(\frac{y}{\eta_{zq}}\right) dF_{\eta_{zq}}(\eta_{zq}). \quad (14)$$

Диференціюючи вирази (13) або (14) по  $y$  отримаємо щільність розподілу випадкової величини  $\eta_{\Phi D}$ :

$$f_{\eta_{\text{фд}}}(y) = - \int_{-\infty}^0 \frac{1}{\eta_{\text{сп}}} f\left(\eta_{\text{сп}}, \frac{y}{\eta_{\text{сп}}}\right) d\eta_{\text{сп}} + \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{\text{сп}}} f\left(\eta_{\text{сп}}, \frac{y}{\eta_{\text{сп}}}\right) d\eta_{\text{сп}}. \quad (15)$$

Оскільки випадкові величини  $\eta_{\text{сп}}$  та  $\eta_{\text{зц}}$  є незалежними, то вираз (15) можна записати в такому вигляді:

$$f_{\eta_{\text{фд}}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{|\eta_{\text{зц}}|} f_{\eta_{\text{сп}}}\left(\frac{y}{\eta_{\text{зц}}}\right) \cdot f_{\eta_{\text{зц}}}(\eta_{\text{зц}}) d\eta_{\text{зц}}. \quad (16)$$

Випадкові величини об'ємних ККД  $\eta_{\text{сп}}$  та  $\eta_{\text{зц}}$  можуть бути розподілені за різними законами. Обробка статистичних матеріалів, отриманих при діагностуванні ГП в умовах експлуатації машин, підтверджує, що частіше всього ці діагностичні параметри можуть бути розподілені за нормальним законом, логарифмічно-нормальним, законом Вейбула, Релея, гамма-розподілом, бета-розподілом, експонентним, рівномірним або дифузійними законами розподілу.

1. Розглянемо можливість визначення функції та щільності розподілу узагальненого об'ємного ККД функціональної дільниці  $\eta_{\text{фд}}$ , як функцію добутку випадкових аргументів  $\eta_{\text{сп}}$  та  $\eta_{\text{зц}}$  розподілених за деякими із згаданих законів.

Розглянемо випадок, коли діагностичні параметри секції гідророзподільника та гідроциліндра розподілені за гамма-розподілом зі щільностями:

$$f_{\eta_{\text{сп}}}(y) = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} y^{\alpha_1-1} e^{-\beta_1 y} \quad (y > 0) \quad (17)$$

та

$$f_{\eta_{\text{зц}}}(y) = \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_2-1} e^{-\beta_2 y} \quad (y > 0) \quad (18)$$

де  $\alpha_1, \beta_1$  та  $\alpha_2, \beta_2$  - параметри закону розподілу об'ємного ККД гідророзподільника  $\eta_{\text{сп}}$  та гідроциліндра  $\eta_{\text{зц}}$  відповідно.

За формулою (16) визначимо щільність розподілу загального об'ємного ККД функціональної дільниці як системи двох безперервних випадкових величин:

$$\begin{aligned} f_{\eta_{\text{фд}}}(y) &= \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{\text{зц}}} f_{\eta_{\text{сп}}}\left(\frac{y}{\eta_{\text{зц}}}\right) f_{\eta_{\text{зц}}}(\eta_{\text{зц}}) d\eta_{\text{зц}} = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{\text{зц}}} \left(\frac{y}{\eta_{\text{зц}}}\right) \exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{\text{зц}}}\right\} \eta_{\text{зц}}^{\alpha_2-1} e^{-\beta_2 \eta_{\text{зц}}} d\eta_{\text{зц}} = \\ &= \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_1-1} \cdot \int_0^{\infty} \frac{1}{y} \frac{1}{y^{\alpha_1-1}} \cdot y^{\alpha_2-1} \exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{\text{зц}}} - \beta_2 \eta_{\text{зц}}\right\} d\eta_{\text{зц}} = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_1-1} \int_0^{\infty} \eta^{\alpha_2-\alpha_1-1} \times \\ &\times \exp\left\{-\frac{\beta_1 y}{\eta_{\text{зц}}} - \beta_2 \eta_{\text{зц}}\right\} d\eta_{\text{зц}} = \frac{\beta_1^{\alpha_1}}{\Gamma(\alpha_1)} \frac{\beta_2^{\alpha_2}}{\Gamma(\alpha_2)} y^{\alpha_1-1} \cdot 2 \cdot \left(\frac{\beta_1 y}{\beta_2}\right)^{\frac{\alpha_2-\alpha_1}{2}} K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2 y}) = 2 \times \\ &\times \frac{(\beta_1 \beta_2)^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}} y^{\frac{\alpha_1+\alpha_2-1}{2}}}{\Gamma(\alpha_1) \Gamma(\alpha_2)} K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2 y}), \end{aligned} \quad (19)$$

де:  $K_{\alpha_2-\alpha_1}(\cdot)$  - модифікована функція Бесселя 2-го роду порядку  $(\alpha_2-\alpha_1)$ , яку запозичуємо із теорії спеціальних функцій [3]:

$$\int_0^{\infty} x^{\nu-1} \exp\left[-\frac{\beta}{x} - \gamma x\right] dx = 2 \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^{\frac{\nu}{2}} K_{\nu}(2\sqrt{\beta \gamma}),$$



$$(\operatorname{Re} \beta > 0, \operatorname{Re} \gamma > 0).$$

Інтегруючи вираз (19) отримаємо імовірність збереження роботоздатності функціональної ділянки при заданому граничному значенні  $y = \eta_{\text{ФДгран}}$ :

$$P_{\eta_{\text{ФД}}}(y) = P(\eta_{\text{сп}} \cdot \eta_{\text{зц}} > y = \eta_{\text{ФДгран}}) = \int_{y=\eta_{\text{ФДгран}}}^1 2 \frac{(\beta_1 \beta_2)^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}} y^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} - 1}}{\Gamma(\alpha_1) \Gamma(\alpha_2)} K_{\alpha_2 - \alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2 y}) dy, \quad (20)$$

де:  $\eta_{\text{ФДгран}}$  - граничне значення узагальненого об'ємного ККД ФД.

При запровадженні в формулу (20) параметрів зміщення  $\eta_{\text{спзм}}$  та  $\eta_{\text{зцзм}}$  ( $\eta_{\text{сп}} > \eta_{\text{спзм}}$ ,  $\eta_{\text{зц}} > \eta_{\text{зцзм}}$ ) одержимо:

$$P_{\eta_{\text{ФД}}}(y) = \frac{2(\beta_1 \cdot \beta_2)^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}}}{\Gamma(\alpha_1) \cdot \Gamma(\alpha_2)} \int_{\eta_{\text{ФДгран}}}^1 (y - \eta_{\text{спзм}} \cdot \eta_{\text{зцзм}})^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} - 1} \times K_{\alpha_2 - \alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2 (y - \eta_{\text{спзм}} \cdot \eta_{\text{зцзм}})}) dy \quad (21)$$

Нехай діагностичні параметри  $\eta_{\text{сп}}$  та  $\eta_{\text{зц}}$  мають експоненціальний розподіл з параметрами  $\lambda_1$  та  $\lambda_2$  відповідно.

Знайдемо щільність розподілу  $f_{\eta_{\text{ФД}}}(y)$  за формулою (16):

$$\begin{aligned} f_{\eta_{\text{ФД}}}(y) &= \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{\text{зц}}} f_{\eta_{\text{сп}}}\left(\frac{y}{\eta_{\text{зц}}}\right) f_{\eta_{\text{зц}}}(\eta_{\text{зц}}) d\eta_{\text{зц}} = \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{\text{зц}}} \lambda_1 e^{-\lambda_1 \frac{y}{\eta_{\text{зц}}}} \cdot \lambda_2 e^{-\lambda_2 \eta_{\text{зц}}} d\eta_{\text{зц}} = \\ &= \lambda_1 \lambda_2 \times \int_0^{\infty} \frac{1}{\eta_{\text{зц}}} \exp\left\{-\frac{\lambda_1 y}{\eta_{\text{зц}}} - \lambda_2 \eta_{\text{зц}}\right\} d\eta_{\text{зц}} = 2\lambda_1 \lambda_2 \cdot K_0(2\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \cdot y}), \end{aligned} \quad (22)$$

де:  $K_0(\cdot)$ - модифікована функція Бесселя, 2-го роду нульового порядку.

Формула щільності імовірності розподілу (22) буде тотожною отриманій раніше формулі (19) при умові, якщо параметри гама-розподілу будуть такими:  $\alpha_1 = \alpha_2 = 1$ , а  $\beta_1 = \lambda_1, \beta_2 = \lambda_2$ , що є характерним для гама – розподілу.

Знайдемо функцію розподілу величини  $\eta_{\text{ФД}} = \eta_{\text{сп}} \cdot \eta_{\text{зц}}$ . На основі (14) маємо:

$$\begin{aligned} F_{\eta_{\text{ФД}}}(y) &= P\{\eta_{\text{сп}} \cdot \eta_{\text{зц}} < y\} = \int_0^{\infty} F_{\eta_{\text{сп}}}\left(\frac{y}{\eta_{\text{зц}}}\right) dF_{\eta_{\text{зц}}}(\eta_{\text{зц}}) = \int_0^{+\infty} \left[1 - e^{-\lambda_1 \frac{y}{\eta_{\text{зц}}}}\right] \cdot \lambda_2 \cdot e^{-\lambda_2 \eta_{\text{зц}}} d\eta_{\text{зц}} = \int_0^{+\infty} \lambda_2 e^{-\lambda_2 \eta_{\text{зц}}} d\eta_{\text{зц}} - \\ &- \int_0^{+\infty} \lambda_2 \exp\left\{-\left(\frac{\lambda_1 y}{\eta_{\text{зц}}} + \lambda_2 \eta_{\text{зц}}\right)\right\} d\eta_{\text{зц}} = 1 - \lambda_2 \int_0^{+\infty} \exp\left\{-\left(\frac{\lambda_1 y}{\eta_{\text{зц}}} + \lambda_2 \eta_{\text{зц}}\right)\right\} d\eta_{\text{зц}} = 1 - 2\lambda_2 \left(\frac{\lambda_1 y}{\lambda_2}\right)^{\frac{1}{2}} \times \\ &\times K_1(2 \cdot \sqrt{\lambda_1 \lambda_2 y}) = 1 - 2\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 y} \cdot K_1(2 \cdot \sqrt{\lambda_1 \lambda_2 y}), \end{aligned} \quad (23)$$

В окремому випадку, коли  $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda$ :

$$F_{\eta_{\text{ФД}}}(y) = 1 - 2\lambda\sqrt{y} K_1(2 \cdot \lambda\sqrt{y}) \quad (23, a)$$

Виходячи з виразу (23) імовірність роботоздатності ФД гідроприводу при заданому граничному значенні ОККД  $y = \eta_{\text{ФДгран}}$  визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned} P_{\eta_{\text{ФД}}}(y) &= P_{\eta_{\text{ФД}}}\{\eta_{\text{сп}} \cdot \eta_{\text{зц}} > y = \eta_{\text{ФДгран}}\} = 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot y} \cdot K_1(2\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \cdot y}) = \\ &2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \eta_{\text{ФДгран}}} \cdot K_1(\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \cdot \eta_{\text{ФДгран}}}). \end{aligned} \quad (24)$$

З урахуванням параметрів зміщення отримаємо:

$$P_{\eta_{\Phi Д}}(y) = 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (y - \eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}})} \cdot K_1\left(2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (y - \eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}})}\right) \quad (25)$$

Розглянемо випадок, коли випадкові значення об'ємних ККД секції гідророзподільника та гідроциліндра підпорядковуються логарифмічно нормальному закону розподілу із щільностями:

$$f(\eta) = \frac{1}{\eta \sigma_{\eta} \sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(\ln \eta - \mu_{\eta})^2}{2\sigma_{\eta}^2}\right] \quad (26)$$

де  $\mu_{\eta}$  та  $\sigma_{\eta}$  - параметри логарифмічно-нормального закону.

Показовим результатом є те, що отриманий закон розподілу при цьому не змінюється і також залишається логарифмічно-нормальним:

$$f_{\Phi Д}(y) = \frac{1}{y \sqrt{2\pi(\sigma_{\text{зр}}^2 + \sigma_{\text{зц}}^2)}} \exp\left\{-\frac{1}{2(\sigma_{\text{зр}}^2 + \sigma_{\text{зц}}^2)} \left(\ln \frac{y}{\mu_{\text{зр}} \cdot \mu_{\text{зц}}}\right)^2\right\}. \quad (27)$$

Звідси:

$$P_{\Phi Д}(\eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}} > y) = 1 - \Phi\left(\frac{\ln \frac{y}{\mu_{\text{зр}} \cdot \mu_{\text{зц}}}}{\sqrt{(\sigma_{\text{зр}}^2 + \sigma_{\text{зц}}^2)}}\right). \quad (28)$$

Запишемо вирази функції та щільності розподілу ОККД ФД для випадку, коли випадкові величини  $\eta_{\text{зр}}$  та  $\eta_{\text{зц}}$  розподіляються за нормальними законами з параметрами  $m_{\eta_{\text{зр}}}$ ,  $m_{\eta_{\text{зц}}}$  та  $\sigma_{\eta_{\text{зр}}}$ ,  $\sigma_{\eta_{\text{зц}}}$ :

$$F_{\Phi Д}(y) = \int_{-\infty}^0 \left( \int_{\frac{y}{\eta_{\text{зр}}}}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\text{зц}}} e^{-\frac{(\eta_{\text{зц}} - m_{\eta_{\text{зц}}})^2}{2\sigma_{\text{зц}}^2}} d\eta_{\text{зц}} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\text{зр}}} \cdot \exp\left[-\frac{(\eta_{\text{зр}} - m_{\eta_{\text{зр}}})^2}{2\sigma_{\text{зр}}^2}\right] d\eta_{\text{зр}} + \int_0^{\frac{y}{\eta_{\text{зр}}}} \left( \int_{\infty}^{\eta_{\text{зр}}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\text{зц}}} \exp\left[-\frac{(\eta_{\text{зц}} - m_{\eta_{\text{зц}}})^2}{2\sigma_{\text{зц}}^2}\right] d\eta_{\text{зц}} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{\text{зр}}} \cdot \exp\left[-\frac{(\eta_{\text{зр}} - m_{\eta_{\text{зр}}})^2}{2\sigma_{\text{зр}}^2}\right] d\eta_{\text{зр}}. \quad (29)$$

$$f_{\Phi Д}(y) = \int_{-\infty}^{\frac{y}{\eta_{\text{зр}}}} \frac{1}{|\eta_{\text{зр}}|} \cdot \frac{1}{2\pi\sigma_{\text{зр}}\sigma_{\text{зц}}} \exp\left[-\frac{\left(\frac{y}{\eta_{\text{зр}}} - m_{\eta_{\text{зц}}}\right)^2}{2\sigma_{\text{зц}}^2} - \frac{(\eta_{\text{зр}} - m_{\eta_{\text{зр}}})^2}{2\sigma_{\text{зр}}^2}\right] d\eta_{\text{зр}} \quad (30)$$

При нормальному законі розподілу випадкових величин  $\eta_{\text{зр}}$ ,  $\eta_{\text{зц}}$  отримати в аналітичному вигляді закон розподілу  $F(\eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}} < y)$  доволі складно, тому ця задача вирішена автором методами статистичного моделювання. В разі необхідності для отримання аналітичного виразу використовуємо спрощений варіант розрахунку функції двох випадкових аргументів в припущенні, що при цьому зберігається нормальний закон розподілу результуючої величини  $\eta_{\Phi Д}$ . Параметри шуканого закону розподілу ОККД ФД можна отримати, використовуючи теорему про властивості числових характеристик добутку випадкових величин:

$$M[\eta_{\text{зр}} \cdot \eta_{\text{зц}}] = m_{\eta_{\text{зр}}} \cdot m_{\eta_{\text{зц}}} = m_{\eta_{\Phi Д}} \quad (31)$$



$$D[\eta_{zp} \cdot \eta_{zq}] = D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zq}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}^2 + D_{\eta_{zq}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2 = \sigma_{\eta_{\Phi Д}}^2 \quad (32)$$

де  $M[\cdot]$  та  $D[\cdot]$  - відповідно математичне сподівання та дисперсія добутку випадкових величин.

Звідси щільність розподілу  $f(\eta_{zp}, \eta_{zq})$ :

$$f(y) = \frac{1}{\sqrt{2\pi(D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zq}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}^2 + D_{\eta_{zq}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2)}} \times \exp\left[-\frac{y - m_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}}{2(D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zq}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}^2 + D_{\eta_{zq}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2)}\right] \quad (33)$$

Імовірність збереження роботоздатності при заданому граничному значенні ОККД ФД запишемо так:

$$P\{\varphi(\eta_{zp} \cdot \eta_{zq}) > \eta_{\Phi Д, \text{гран}}\} = 0,5 - \Phi\left[\frac{\eta_{\Phi Д, \text{гран}} - m_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}}{\sqrt{D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zq}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}^2 + D_{\eta_{zq}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2}}\right] \quad (34)$$

При зрізаному нормальному законі розподілу ОККД секцій гідророзподільника та гідроциліндрів імовірність невиходу ОККД функціональної ділянки за граничне значення за умови раніше прийнятих допущень буде такою:

$$P\{\varphi(\eta_{zp} \cdot \eta_{zq}) > \eta_{\Phi Д, \text{гран}}\} = \left[ \Phi\left(\frac{1 - m_{zp} \cdot m_{zq}}{\sqrt{\sigma_{\eta_{zp}}^2 + \sigma_{\eta_{zq}}^2}}\right) + \Phi\left(\frac{m_{zp} \cdot m_{zq}}{\sqrt{\sigma_{\eta_{zp}}^2 + \sigma_{\eta_{zq}}^2}}\right) \right]^{-1} \times \left\{ 0,5 - \Phi\left[\frac{\eta_{\Phi Д, \text{гран}} - m_{zp} \cdot m_{zq}}{\sqrt{D_{\eta_{zp}} \cdot D_{\eta_{zq}} + D_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zq}}^2 + D_{\eta_{zq}} \cdot m_{\eta_{zp}}^2}}\right] \right\} \quad (35)$$

При розподілі ОККД гідророзподільника та гідроциліндра за **законом Вейбула** з параметрами відповідно  $a_1, a_2$  та  $b_1, b_2$  щільність розподілу та імовірність збереження роботоздатності ФД визначаються за виразами:

$$f_{\Phi Д}(y) = \frac{b_1 \cdot y^{b_1-1}}{(a_1 \cdot a_2)^{b_1}} \int_0^{\infty} t^{-\frac{b_1}{b_2}} \exp\left\{-\left(\frac{y}{a_1 \cdot a_2}\right)^{b_1} \cdot t^{-\frac{b_1}{b_2}} - t\right\} dt; \quad (36)$$

$$P_{\Phi Д}\{\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} > y\} = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\left[\left(\frac{y}{a_1 \cdot a_2}\right)^{b_1} \cdot t^{-\frac{b_1}{b_2}} + t\right]\right\} dt. \quad (37)$$

В області високих значень ОККД, що характерно для малозношених гідроелементів, параметри  $b_1$  та  $b_2$  можна прийняти як близькі за значеннями (тобто:  $b_1 = b_2$ ). Тоді для цього випадку пропонуються наступні моделі:

$$f_{\Phi Д}(y) = 2 \frac{b \cdot y^{b-1}}{(a_1 \cdot a_2)^b} K_0 \left[ 2 \left( \frac{y}{a_1 \cdot a_2} \right)^{\frac{b}{2}} \right]; \quad (38)$$

$$P_{\Phi Д}\{\eta_{zp} \cdot \eta_{zq} > y\} = 2 \left( \frac{y}{a_1 \cdot a_2} \right)^{\frac{b}{2}} K_1 \left[ 2 \left( \frac{z}{a_1 \cdot a_2} \right)^{\frac{b}{2}} \right]. \quad (39)$$

Якщо має місце розподіл Релея, то отримаємо:



$$f_{\Phi Д}(y) = \frac{y}{\sigma_{зр}^2 \cdot \sigma_{зц}^2} K_0 \left( \frac{y}{\sigma_{зр} \cdot \sigma_{зц}} \right); \quad (40)$$

$$P_{\Phi Д} \{ \eta_{зр} \cdot \eta_{зц} > y \} = \frac{y}{\sigma_{зр} \cdot \sigma_{зц}} K_1 \left( \frac{y}{\sigma_{зр} \cdot \sigma_{зц}} \right). \quad (41)$$

Для рівномірного закону розподілу ОККД  $\eta_{зр}$  та  $\eta_{зц}$  з відповідними параметрами  $a, b$  ( $0 \leq a < b < 1$ ) та  $c, d$  ( $0 \leq c < d < 1$ ) шукані функції виглядають таким чином:

$$f_{\Phi Д}(y) = \frac{1}{(b-a)(d-c)} \left[ \ln \min \left\{ \frac{y}{c}, b \right\} - \ln \max \left\{ \frac{y}{d}, a \right\} \right], \text{ для } ac < y < bd. \quad (42)$$

$$P_{\Phi Д} \{ \eta_{зр} \cdot \eta_{зц} > y \} = \begin{cases} 0 & y \leq a \cdot c \\ \frac{\ln \frac{b}{a} (y - a \cdot c)}{(b-a)(d-c)}, & b \cdot c < y < a \cdot d \\ \frac{\ln \frac{d}{c} (y - a \cdot c)}{(b-a)(d-c)}, & a \cdot d < y < b \cdot c \\ [(b-a)(d-c)]^{-1} \left[ y \cdot \ln \frac{y}{a \cdot c} - y + a \cdot c \right], & y \leq \min [a \cdot d, b \cdot c] \\ [(b-a)(d-c)]^{-1} \left[ y \cdot \ln \frac{b \cdot d}{y} + y - a \cdot c \left( 1 + \ln \frac{b \cdot d}{a \cdot c} \right) \right], & y \geq \max [d \cdot a, b \cdot c] \\ 1 & y \geq b \cdot d. \end{cases} \quad (43)$$

Розглянемо можливі в експлуатації гідроприводів випадки, коли процеси деградації технічного стану гідроциліндра та гідророзподільника відносяться до дифузійних процесів із постійною середньою швидкістю  $a_{\eta}$  та постійним коефіцієнтом варіації швидкості зміни ОККД -  $v_{\eta}$ , які описуються DN- та DM-розподілами.

Запишемо формулу для визначення імовірності збереження работоздатності (або імовірності безвідмовної роботи) функціональної ділянки для DN-розподілу:

$$P(\eta_{зр} \cdot \eta_{зц} > \eta_{\Phi Д_{зран}}; t) = \Phi \left[ \frac{[\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}} - (a_{зр} + a_{зц})t](a_{зр} + a_{зц})}{\sqrt{(v_{зр}^2 \cdot a_{зр}^2 + v_{зц}^2 \cdot a_{зц}^2)(a_{зр} + a_{зц})(\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}})t}} \right] - \exp \left[ \frac{2(a_{зр} + a_{зц})^2}{v_{зр}^2 \cdot a_{зр}^2 + v_{зц}^2 \cdot a_{зц}^2} \right] \times \Phi \left[ \frac{[\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}} + (a_{зр} + a_{зц})t](a_{зр} + a_{зц})}{\sqrt{(v_{зр}^2 \cdot a_{зр}^2 + v_{зц}^2 \cdot a_{зц}^2)(a_{зр} + a_{зц})(\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}})t}} \right] \quad (44)$$

Для DM-розподілу параметрів отримаємо:

$$P(\eta_{зр} \cdot \eta_{зц} > \eta_{\Phi Д_{зран}}; t) = P(t) = \Phi \left[ \frac{\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}} - (a_{зр} + a_{зц})t}{\frac{\sqrt{v_{зр}^2 \cdot a_{зр}^2 + v_{зц}^2 \cdot a_{зц}^2}}{a_{зр} + a_{зц}} \sqrt{(a_{зр} + a_{зц})(\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}})t}} \right] = \Phi \left[ \frac{[\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}} - (a_{зр} + a_{зц})t](a_{зр} + a_{зц})}{\sqrt{(v_{зр}^2 \cdot a_{зр}^2 + v_{зц}^2 \cdot a_{зц}^2)(a_{зр} + a_{зц})(\eta_{озц} \cdot \eta_{озр} - \eta_{\Phi Д_{зран}})t}} \right] \quad (45)$$

Для решти схем під'єднання гідроелементів приведених на рис.1 (б, в, г) моделі надійності ФД гідроприводу отримуємо аналогічно, виходячи із умов збереження



роботоздатності функціональної ділянки відповідної підсистеми. При цьому оцінку показників безвідмовності можна отримувати як за аналітичними виразами так і за високоефективним в таких випадках методом статистичного (імітаційного) моделювання Монте-Карло, використаним для подібних задач та запропонованим автором в публікації [3].

**Висновок.** Отримані в роботі імовірнісні моделі роботоздатності і надійності гідроприводів мають суттєву відмінність від усіх існуючих на даний час та відомих за літературними джерелами моделей надійності, що вказує на їх пріоритетність. Вони є більш адекватними, ніж моделі, які досі пропонувались і використовувались на практиці, так як, на відміну від них, враховують специфіку функціонування елементів гідроприводу, їх взаємозв'язок та особливості формування параметричної відмови гідроприводу і можуть використовуватися для більш реальних оцінок показників безвідмовності гідроприводу однокішшових екскаваторів та інших гідрофікованих машин (кранів, навантажувачів, бульдозерів та ін.). Але в той же час вони не вичерпують всіх можливих варіантів моделей, які можуть мати місце при аналізі функціонування гідроприводів БДМ. Вони тільки значно розширюють та уточнюють коло відомих моделей надійності гідроприводів, що дасть можливість отримувати набагато реальніші та точніші результати оцінки їх показників надійності.

#### *Література*

1. Лесько В.І. Імовірнісні моделі роботоздатності функціональних ділянок гідроприводів однокішшових екскаваторів. // Техніка будівництва. вип. 5, 1999, ст. 14 – 19.
2. Лесько В.І. Умови роботоздатності та моделі надійності ділянки „гідророзподільник-гідроциліндр” гідроприводів будівельних машин. //Гірничі, будівельні, дорожні, та меліоративні машини. Випуск №60. Республіканський. міжвідомчий науково-технічний збірник, м. Київ, КНУБА, 2002р.
3. Лесько В.І. Моделювання параметричних відмов гідравлічних екскаваторів з урахуванням ефективності їх функціонування при прогнозуванні та оцінці показників надійності. // Техніка будівництва. вип. 9, 2001.
4. Градштейн И. С., Рыжик И. М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. – М.: Наука. – 1971. –1108 с.

УДК 666.97.003.16

*М.П. Нестеренко, д. т. н., проф.**Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка***МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ВПЛИВУ КОЛИВАНЬ ПОДОВЖНИХ СТІНОК ФОРМИ НА УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОЇ СУМІШІ ПРИ ГОРИЗОНТАЛЬНО НАПРАВЛЕНИХ КОЛИВАННЯХ ВІБРОУСТАНОВКИ**

**АНОТАЦІЯ.** *Визначено характер взаємодії подовжніх стінок форми з бетонною сумішшю при дії горизонтально направлених коливаннях віброустановки на основі аналітичного дослідження динамічної системи «віброустановка – бетонне середовище».*

**Ключові слова:** *вібробуджувач, віброустановка, дебаланс, форма, математична модель, пружна опора, бетонна суміш.*

**ANNOTATION.** *Character of cooperation longitudinal walls of form is certain with concrete mixture at the action of the horizontally directed vibrations vibroplatform on the basis of analytical research of the dynamic system «vibroplatforms – cement by concrete environment».*

**Key words:** *form, vibroexciter, vibration machine, mathematical model, unbalans, resilient support, cement concrete*

**Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями.** Досить широкого поширення при формуванні залізобетонних виробів набуло розроблене у ПолтНТУ імені Юрія Кондратюка вібраційне обладнання з просторовими коливаннями робочого органа [1], удосконалення котрого може проводитися на підставі аналітичних досліджень з врахуванням фізико-механічних характеристик ущільнюваного середовища і визначенням на їхній основі раціональних параметрів вібраційної площадки та режимів вібраційної дії.

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми.** У розрахунках вібраційного обладнання для формування залізобетонних виробів використовуються різні підходи до складення математичних моделей, про що свідчать публікації різних років. Відомі математичні моделі можна умовно розподілити на дві групи: плоскі динамічні моделі руху робочого органу, що розглядають рух у вертикальній або горизонтальній площині [2–7], та просторові – які розглядають рух робочого органа в просторі [8–9].

**Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.** Просторові коливання вібраційних площадок забезпечуються одиночним вібробуджувачес кругових коливань з вертикальним валом. При обертанні дебалансу виникає вимушуюча відцентрова сила кругової дії, вектор якої обертається у горизонтальній площині із кутовою швидкістю  $\omega$ . Складові сили по осях прямокутної системи координат OXYZ з початком в ц. м. коливальної системи збуджують трикомпонентні просторові коливання рухомої рами і встановленої на ній форми, які її днищем та бортами передаються бетонній суміші, забезпечуючи її ущільнення. У роботах [13–16] проведені аналітичні дослідження характеру взаємодії стінок форми з бетонною сумішшю вертикальною та горизонтальною складовими просторових коливань віброустановки при формуванні плоских залізобетонних виробів. Проте часто на таких віброустановках формують тонкостінні вироби з просторовою складною конфігурацією, найпоширеніші з них: бетонні лотки, ребристі плити покриттів, ребристі плити перекриттів, ригелі однополичкові та двополичкові, балки таврові та двотаврові, ферми, колони двовіглові, опори, шахти ліфтів. Раціональні параметри віброплощадок для формування таких виробів можна установити шляхом визначення енергетичних витрат на основі вивчення закону руху даної динамічної системи, включаючи рух як рухомої рами віброустановки, подовжніх стінок форми, так і рух ущільнюваного середовища.

**Постановкою завдання.** Метою даної роботи є проведення аналітичних досліджень характеру взаємодії подовжніх стінок форми з бетонною сумішшю при дії горизонтально направленої складової просторових коливань віброустановки на основі аналітичного дослідження динамічної системи «віброустановка – бетонне середовище», які дозволять врахувати фізико-механічні характеристики ущільнюваного середовища і визначити раціональні параметри вібраційної площадки та режими вібраційної дії, при яких забезпечується ефективно ущільнення бетонних сумішей.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** При горизонтально направлених коливаннях віброустановки подовжні стінки форми, які розташовані на незначній відстані одна від одної, викликають у бетонній суміші дотичні напруження, які залежить від величини зсувних деформацій в ущільнюваному шарі. При формуванні тонкостінних конструкцій саме подовжні коливання стінок форми істотно впливають на ефективність ущільнення бетонних сумішей. Зміну дотичних напружень від зсувних деформацій можна в першому наближенні, як і раніше [13-14], описати наступною залежністю:

$$\tau = \eta_s \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t}, \quad (1)$$

де  $u$  – зсув бетонної суміші в горизонтальному напрямі;  
 $x$  – поточна координата в горизонтальному напрямі;  
 $\eta_s$  – коефіцієнт динамічної в'язкості бетонної суміші при зсувних деформаціях

[2]

$$\eta_s = \frac{a \rho l_1}{2(1 + \chi)}, \quad (2)$$

$a$  – фазова швидкість збудження в бетонній суміші;  
 $l_1$  – відстань між подовжніми бортами форми;  
 $\chi$  – коефіцієнт Пуассона.

Для визначення характеру взаємодії подовжніх стінок форми з ущільнюваною бетонною сумішшю при дії горизонтальної складової просторових коливань досліджуємо динамічну систему «віброустановка - бетонне середовище» (рисунок 1), в якій ущільнювана суміш представлена у вигляді системи з розподіленими параметрами. Віброустановка встановлена на основі за допомогою пружних опор і на її рухливу раму діє збудження у вигляді горизонтально направленої гармонійної сили  $Q \sin \omega t$ .

При вивченні взаємодії бетонної суміші з вертикальними стінками форми умовно не враховуватимемо взаємодію бетонної суміші з днищем форми. Тоді диференціальне рівняння руху ущільнюваної суміші у напрямі координати  $X$  за час  $t$  матиме вигляд

$$\eta_s \frac{\partial^3 u(x,t)}{\partial x^2 \partial t} - \rho \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial t^2} = 0, \quad (3)$$

Розв'язок хвильового рівняння руху відшукуватимемо за наступних граничних умов:

$$-m \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} - c_2 u(0,t) + \eta_s F_3 \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial x \partial t} = -Q \sin \omega t; \quad (4)$$

$$u(0,t) = u(l_1,t), \quad (5)$$

де  $m$  – маса віброустановки;

$c_2$  – коефіцієнт жорсткості пружних опор у горизонтальному напрямі;

$Q$  – амплітуда вимушеної сили;

$\omega$  – кутова частота вимушених коливань;

$F_3$  – площа взаємодії подовжньої стінки форми з бетонною сумішшю.

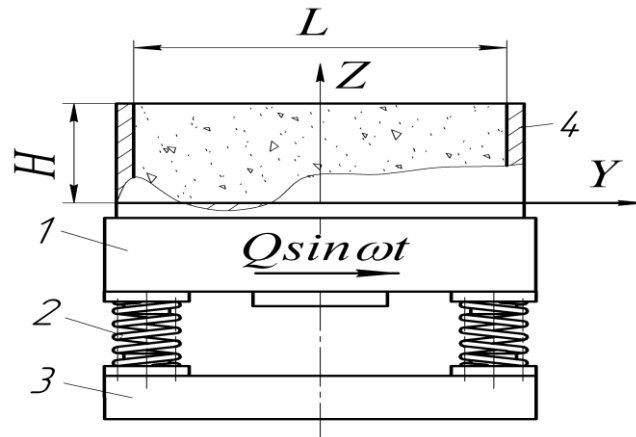


Рисунок 1. Розрахункова схема динамічної системи «віброустановка - бетонне середовище» при горизонтальному напрямленні коливань:  
1 – рухома рама; 2 – пружні опори; 3 – нижня рама;  
4 – форма з бетонною сумішшю.

Розв'язок хвильового рівняння коливань (2) представимо у вигляді уявної частини комплексної функції

$$u(x,t) = I_m [U(x)e^{i\omega t}], \quad (6)$$

де  $U(x)$  – комплексна амплітуда коливань.

Знак  $I_m$  надалі відкидатимемо.

Підставляючи вираз (6) у рівняння (2), отримаємо рівняння для визначення комплексної амплітуди коливань досліджуваної динамічної комплексна амплітуда коливань  $U(x)$ :

$$\frac{\partial^2 U(x)}{\partial x^2} + \frac{\rho\omega}{i\eta_c} U(x) = 0. \quad (7)$$

Розв'язок рівняння (7) знайдемо в наступному вигляді:

$$U(x) = D_1 e^{-\tilde{k}x} + D_2 e^{\tilde{k}x}, \quad (8)$$

де  $D_1$  і  $D_2$  – постійні інтегрування (комплексні амплітуди), визначувані граничними умовами (4) і (5);

$\tilde{k}$  – хвильове число, представлене в комплексній формі

$$\tilde{k} = \sqrt{\frac{\rho\omega}{i\eta_s}}. \quad (9)$$

Представимо хвильове число  $\tilde{k}$  у вигляді такої комплексної функції

$$\tilde{k} = k_2 - i\alpha_2 = \frac{\omega}{a_2} - i\alpha_2, \quad (10)$$

де  $k_2$  – хвильове число  $k_2 = \frac{\omega}{a_2}$ ;

$a_2$  – фазова швидкість поширення зсувних деформацій в ущільнюваному шарі;

$\alpha_2$  – коефіцієнт загасання збудження.

Прирівняємо вираз (9) і (10), піднесемо ліву і праву частини до квадрату  $i$ , виділяючи відповідно речову і уявну частини виразу, знайдемо

$$k_2 = \sqrt{\frac{\rho\omega}{2\eta_s}}; \quad (11)$$



$$a_2 = \sqrt{\frac{2\eta_s \omega}{\rho}} \quad (12)$$

На підставі залежностей (11) і (12) вираз(8) перетвориться до наступного вигляду:

$$U(x) = D_1 e^{-\alpha_2 + i k_2 x} + D_2 e^{(\alpha_2 + i k_2)x} \quad (13)$$

Використовуючи вирази (6) і (13), знайдемо розв'язок хвильового рівняння (2) в наступному вигляді:

$$u(x,t) = [D_1 e^{-\alpha_2 + i k_2 x} + D_2 e^{(\alpha_2 + i k_2)x}] e^{i\omega t} \quad (14)$$

Підставляючи отримане рішення (14) в граничну умову (5), знайдемо співвідношення між комплексними амплітудами  $D_1$  і  $D_2$ :

$$D_1 = D_2 \frac{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 - 1}}{1 - e^{-(\alpha_2 + i k_2)l_1}} \quad (15)$$

Підставляючи отриману залежність (15) у вираз (14), отримаємо розв'язок рівняння (2) в такому вигляді:

$$u(x,t) = D_2 \frac{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 - x} + e^{(\alpha_2 + i k_2)x} - e^{-(\alpha_2 + i k_2)l_1 - x} - e^{-(\alpha_2 + i k_2)x}}{1 - e^{-(\alpha_2 + i k_2)l_1}} \times e^{i\omega t} \quad (16)$$

Звідси, для хвилі що поширюється в позитивному напрямі, знайдемо розв'язок хвильового рівняння (2) у вигляді наступної комплексної функції

$$u(x,t) = D_2 \frac{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 - x} + e^{(\alpha_2 + i k_2)x}}{1 - e^{-(\alpha_2 + i k_2)l_1}} e^{i\omega t} \quad (17)$$

Підставляючи вираз (17) у граничну умову (4), отримаємо вираз для визначення комплексної амплітуди  $D_2$

$$D_2 \left[ (c_2 - m\omega^2) - \eta_s \omega k_2 F_3 \frac{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 - 1}}{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 + 1}} + i\eta_s \omega \alpha_2 F_3 \frac{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 - 1}}{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 + 1}} \right] = \frac{Q[1 - e^{-(\alpha_2 + i k_2)l_1}]}{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 + 1}} \quad (18)$$

Замінимо показникові функції, що стоять в квадратних дужках виразу(18), на тригонометричні функції, отримаємо:

$$D_2 \left\{ (c_2 - m\omega^2) - \eta_s \omega F_3 (k_2 - i\alpha_2) \frac{[e^{2\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) - 1] + i \sin(k_2 l_1)}{[e^{2\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1] + i \sin(k_2 l_1)} \right\} = \frac{Q[1 - e^{-(\alpha_2 + i k_2)l_1}]}{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 + 1}} \quad (19)$$

Перемножуючи у фігурних дужках виразу (19) чисельники і знаменники комплексних функцій на комплексні функції, спряжені показниковим функціям, що стоять в знаменниках, отримаємо:

$$D_2 \left\{ (c_2 - m\omega^2) - \eta_s \omega k_2 F_3 \frac{(e^{2\alpha_2 l_1} - 1) \cos^2(k_2 l_1)}{[e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1)} - \frac{2\eta_s \omega \alpha_2 F_3 \sin(k_2 l_1)}{[e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1)} - \frac{2i\eta_s \omega k_2 F_3 \sin(k_2 l_1)}{[e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1)} + \frac{i\eta_s \omega \alpha_2 F_3 (e^{2\alpha_2 l_1} - 1) \cos^2(k_2 l_1)}{[e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1)} \right\} = \frac{Q \cdot [1 - e^{-(\alpha_2 + i k_2)l_1}]}{e^{(\alpha_2 + i k_2)l_1 + 1}} \quad (20)$$

Аналіз виразів, що стоять у фігурних дужках показує, що вираз  $\eta_s \omega F_3 \frac{k_2 (e^{2\alpha_2 l_1} - 1) \cos^2(k_2 l_1) + 2\alpha_2 \sin(k_2 l_1)}{[e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1)}$  є інерційною силою бетонної суміші, а вираз

$i\eta_s \omega F_3 \frac{2k_2 \sin(k_2 l_1) + \alpha_2 (e^{2\alpha_2 l_1} - 1) \cos^2(k_2 l_1)}{[e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1)}$  – силою непружного опору. При цьому приведена

маса бетонної суміші при її взаємодії з подовжніми стінками форми може бути визначена з наступної залежності:

$$m_\tau = \eta_s F_3 \frac{k_2 (e^{2\alpha_2 l_1} - 1) \cos^2(k_2 l_1) + 2\alpha_2 \sin(k_2 l_1)}{\omega \cdot \{ [e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1) \}}, \quad (21)$$

а коефіцієнт непружного опору бетонної суміші при зсувних деформаціях, що створюються подовжніми стінками форми, з наступного виразу:

$$b_\tau = \eta_s F_3 \frac{2k_2 \sin(k_2 l_1) + \alpha_2 (e^{2\alpha_2 l_1} - 1) \cos^2(k_2 l_1)}{[e^{\alpha_2 l_1} \cos(k_2 l_1) + 1]^2 + \sin^2(k_2 l_1)}. \quad (22)$$

Використовуючи вирази (21) і (22), визначимо з отриманої залежності (20) значення комплексної амплітуди  $D_2$ :

$$D_2 = \frac{Q \cdot [1 - e^{-\alpha_2 + i k_2 l_1}]}{[e^{\alpha_2 + i k_2 l_1} + 1] \{ [c_2 - (m + m_\tau) \omega^2] + i b_\tau \omega \}}. \quad (23)$$

Перемножимо чисельник і знаменник виразу (23) на комплексну функцію, спряжену комплексній функції, що знаходиться у фігурних дужках. Отримаємо:

$$D_2 = \frac{Q \cdot [1 - e^{-\alpha_2 + i k_2 l_1}] \{ [c_2 - (m + m_\tau) \omega^2] - i b_\tau \omega \}}{[e^{\alpha_2 + i k_2 l_1} + 1] \{ [c_2 - (m + m_\tau) \omega^2]^2 + b_\tau^2 \omega^2 \}}. \quad (24)$$

Підставляючи вираз (24) у залежність (17), знайдемо розв'язок хвильового рівняння (2), що задовольняє граничним умовам (4) і (5):

$$u(x, t) = \frac{Q \cdot [e^{(\alpha_2 + i k_2)(l_1 - x)} + e^{(\alpha_2 + i k_2)x}] \{ [c_2 - (m + m_\tau) \omega^2] - i b_\tau \omega \}}{[e^{\alpha_2 + i k_2 l_1} + 1] \{ [c_2 - (m + m_\tau) \omega^2]^2 + b_\tau^2 \omega^2 \}} \times e^{i \omega t}. \quad (25)$$

Замінімо у виразі (25) комплексні показникові функції комплексними тригонометричними функціями. Отримаємо:

$$\begin{aligned} u(x, t) = Q & \left\{ [e^{\alpha_2(l_1 - x)} \cos k_2(l_1 - x) + i \sin k_2(l_1 - x)] + \right. \\ & + e^{\alpha_2 x} [\cos k_2 x + i \sin k_2 x] \left. \right\} / \left\{ [1 + e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2 l_1] + i e^{\alpha_2 l_1} \sin k_2 l_1 \right\} \times \\ & \times \{ [c_2 - (m + m_\tau) \omega^2]^2 + b_\tau^2 \omega^2 \} \times \\ & \times \{ [c_2 - (m + m_\tau) \omega^2] - i b_\tau \omega \} (\cos \omega t + i \sin \omega t). \end{aligned} \quad (26)$$

Перемножаючи чисельник і знаменник виразу (26) на комплексну функцію, спряжену комплексній функції, що стоїть в знаменнику цього виразу, і потім, виділяючи з отриманого виразу уявну частину комплексної функції, отримаємо після складних перетворень розв'язок хвильового рівняння коливань (2), яке задовольняє граничним умовам (3) і (4) та описує коливання подовжніх стінок форми, в такому вигляді

$$\begin{aligned} u(x, t) = & \frac{Q}{(1 + 2e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2 l_1 + e^{2\alpha_2 l_1}) \sqrt{[c_2 - (m + m_\tau) \omega^2]^2 + b_\tau^2 \omega^2}} \times \\ & \times \{ \{ e^{\alpha_2(l_1 - x)} [\cos k_2(l_1 - x) + e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2 x] + \\ & e^{\alpha_2 x} [\cos k_2 x + e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2(l_1 - x)] \} \times \\ & \times \sin(\omega t - \phi_2) + \{ e^{\alpha_2(l_1 - x)} [\sin k_2(l_1 - x) - e^{\alpha_2 l_1} \sin k_2 x] + \\ & + e^{\alpha_2 x} [\sin k_2 x - e^{\alpha_2 l_1} \sin k_2(l_1 - x)] \} \cos(\omega t - \phi_2) \}, \end{aligned} \quad (27)$$

де  $\phi_2$  – кут зсуву фаз між амплітудою вимушуючої сили і переміщенням ,

$$\phi_2 = \arctg \frac{b_\tau \omega}{c_2 - (m + m_\tau) \omega^2 + b_\tau^2 \omega^2}. \quad (28)$$



Аналіз отриманого виразу (27) показує, що цей вираз описує в загальному вигляді коливання даної динамічної системи, тобто при  $0 < x < l_1$  воно описує рух бетонної суміші, а при  $x=0$  і  $x=l_1$  – коливання подовжніх стінок форми віброустановки

$$u(0,t) = u(l_1,t) = \frac{Q}{\sqrt{[c_2 - (m + m_\tau)\omega]^2 + b_\tau^2 \omega^2}} \sin(\omega t - \phi_2) = A_2 \sin(\omega t - \phi_2). \quad (29)$$

Після перетворень виразу (27) отримаємо залежність, зручну для аналізу і моделювання на ПЕОМ:

$$u(x,t) = \frac{A_2 \{ e^{\alpha_2(l_1-x)} \sin[\omega t - \phi_2 - \theta_1(x)] + e^{\alpha_2 x} \sin[\omega t - \phi_2 - \theta_2(x)] \}}{\sqrt{(1 + 2e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2 l_1 + e^{2\alpha_2 l_1})}}, \quad (30)$$

де  $\theta_1(x)$  і  $\theta_2(x)$  – кути зсуву фаз;

$$\theta_1(x) = \arctg \frac{\sin k_2(l_1 - x) - e^{\alpha_2 l_1} \sin k_2 x}{\cos k_2(l_1 - x) + e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2 x}, \quad (31)$$

$$\theta_2(x) = \arctg \frac{\sin k_2 x - e^{\alpha_2 l_1} \sin k_2(l_1 - x)}{\cos k_2 x + e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2(l_1 - x)}. \quad (32)$$

Дотичні напруження, які виникають під вібраційним впливом в ущільнюваній бетонній суміші, при зсувних деформаціях викликаних горизонтальними коливаннями подовжніх бортів форми, визначаються при підстановці виразу (27) в рівність (1):

$$\begin{aligned} \tau(x,t) = \eta_s \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} = & \frac{A_2 \eta_s \omega \sqrt{\alpha_1^2 + k_1^2}}{\sqrt{(1 + 2e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2 l_1 + e^{2\alpha_2 l_1})}} \times \\ & \times \left\{ e^{\alpha_2(l_1-x)} \{ [\cos k_2(l_1 - x) + e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2 x] \sin(\omega t - \phi_3) + \right. \\ & + [\sin k_2(l_1 - x) - e^{\alpha_2 l_1} \sin k_2 x] \cos(\omega t - \phi_3) \} - \\ & - e^{\alpha_2 x} \{ [\cos k_2 x + e^{\alpha_2 l_1} \cos k_2(l_1 - x)] \sin(\omega t - \phi_3) + \\ & \left. + [\sin k_2 x - e^{\alpha_2 l_1} \sin k_2(l_1 - x)] \cos(\omega t - \phi_3) \right\}, \quad (33) \end{aligned}$$

де 
$$\phi_3 = \phi_2 + \arctg \frac{\alpha_2}{k_2}.$$

Після перетворень виразу (33) отримаємо залежність, зручну для аналізу і моделювання на ПЕОМ:

$$\tau(x,t) = \eta_s \frac{\partial^2 u(x,t)}{\partial x \partial t} = A_2 \eta_s \omega \sqrt{\alpha_1^2 + k_1^2} \times \{ e^{\alpha_2(l_1-x)} \sin[\omega t - \phi_3 - \theta_1(x)] - e^{\alpha_2 x} \sin[\omega t - \phi_3 - \theta_2(x)] \}. \quad (34)$$

При цьому напруження, що виникають біля подовжніх бортів форми, визначаються з наступного виразу:

$$\tau(0,t) = \tau(l_1,t) = A_2 \eta_s \omega \sqrt{\alpha_1^2 + k_1^2} (e^{\alpha_2 l_1} - 1) \sin[\omega t - \phi_3 - \theta_1(0)], \quad (35)$$

де 
$$\theta_1(0) = \arctg \frac{\sin k_2 l_1}{\cos k_2 l_1 + e^{\alpha_2 l_1}}.$$

### Висновки

1. Отримані теоретичні залежності дозволяють встановити закон руху бетонної суміші і віброустановки, визначити основні параметри віброустановки і раціональні режими вібраційної дії на бетонну суміш залежно від геометричних розмірів і конфігурації формованого виробу.

2. На основі теоретичних досліджень динамічної системи «віброустановка – ущільнюванне», в якій остання представлена у вигляді системи з розподіленими



параметрами, розроблена фізико-механічна модель, яка дозволяє досить точно визначити дисипативні й інерційні сили, що діють з боку суміші на подовжні борти форми при горизонтально направлених коливаннях. Визначені дотичні напруження, що виникають у бетонній суміші при її взаємодії з подовжніми бортами форми.

3. Запропоновані теоретичні залежності є основою для розробки і проектування віброплощадок і дебалансних віброзбуджувачів коливань призначених для формування просторових залізобетонних конструкцій.

### *Література*

1. Нестеренко, М. П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М. П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. – 2005. – Вип. 16. – С. 177 – 181.
2. Ахвердов И. Н. Основы физики бетона / И. Н. Ахвердов. – М.: Стройиздат. – 1981. – 464 с.
3. Гусев, Б. В. Вибрационная технология бетона / Б. В. Гусев, В. Г. Зазимко. – К.: Будівельник. – 1991. – 160 с.
4. Десов, А. Е. Вибрированный бетон / А. Г. Десов. – М.: Госстройиздат. – 1956. – 230 с.
5. Гольдштейн, Б. Г. Глубинные вибраторы для уплотнения бетона / Б. Г. Гольдштейн, Л. П. Петрунькин. – М.: Машиностроение. – 1966. – 169 с.
6. Овчинников П. Ф. Виброреология. / П. Ф. Овчинников. – К.: Наукова думка. – 1983. – 272 с.
7. Сивко, В. И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси / В. И. Сивко. – К.: Высш. шк., 1987. – 168 с.
8. Олехнович, К. А. Исследования характера многокомпонентных колебаний малошумных виброплощадок / К. А. Олехнович, Ю. И. Виноградов. – Полтава: ПИСИ. – 1980. – 13 с.
9. Орисенко О. В. Дослідження просторового руху робочого органа вібраційної машини для формування трубчастих залізобетонних виробів / О. В. Орисенко, М. П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. – 2000. – Вип. 6, Ч. 1. – С. 172 – 175.
10. Маслов, А. Г. Вибрационные машины и процессы в дорожном строительстве / А. Г. Маслов, В. М. Пономарь // К.: Будівельник, 1985. – 128 с.
11. Назаренко, І. І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник / І. І. Назаренко. – К.: КНУБА. – 2007. – 230 с.
12. Файвусович, А. С. Реологические свойства бетонных смесей при ударных и ударно-вибрационных воздействиях / А. С. Файвусович, Ю. А. Зубов // Изв. вузов. Стр-во и архитектура, 1981, № 11, – С. 68 – 71.
13. Нестеренко, М. П. Дослідження характеру взаємодії віброплощадки з цементобетонною сумішшю при дії вертикально направленої складової просторових коливань віброплощадки / М. П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. Випуск 3 (25), Т. 1. 2009. – С. 136 – 142.
14. Нестеренко, М. П. Дослідження характеру взаємодії вертикальних стінок форми з цементобетонною сумішшю при дії горизонтальної складової просторових коливань віброплощадки / М. П. Нестеренко // Нові технології. Науковий вісник Кременчуцького університету економіки, інформаційних технологій і управління №4 (26). – 2009. – С. 153-158.
15. Нестеренко, М. П. Дослідження зміни коефіцієнта приєднаної маси цементобетонної суміші при горизонтальних коливаннях залежно від її властивостей та умов формування виробів / М. П. Нестеренко // Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА-ХОТВ АБУ, № 61. – 2010. – С. 184 – 191.
16. Нестеренко, М. П. Визначення коефіцієнта приєднаної маси цементобетонної суміші при вертикальних коливаннях залежно від властивостей та умов формування виробів / М. П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. Випуск 1 (26). – 2010. – С. 78 – 85.



## ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Cyr розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (прикладі подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

*Наукове видання*

**ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА**  
Науково-технічний журнал

Випуск 31

Підписано до друку  
Умовн. друк. арк. 12.04  
різогр.

Формат 60×84 1/8

Папір офсетний. Друк

Обл.-вид. арк. 12.5

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214