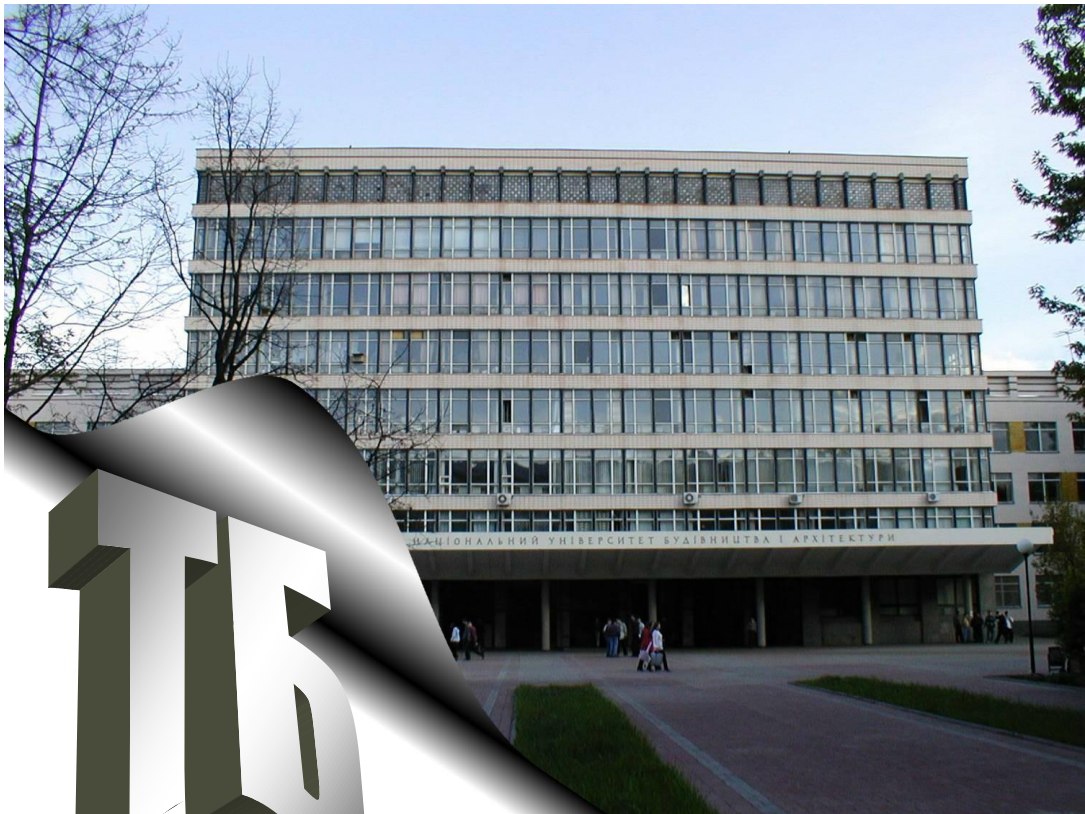


Техніка Будівництва



30, 2013

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№30, 2013

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
30 '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.; Антонюк А.Є.; канд. техн. наук; 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., Олійник О.Я., д-р техн. наук;
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 № 58 від 29.10.2010 р.

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

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2013

ЗМІСТ

Техніка для земляних та дорожніх робіт

Пелевін Л.Є., Лаврик С.В., Карпенко М.М., Пристайло М.О. Навантаження на робочий орган відвального типу.....	4
--	---

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Медвідь С.Х. Вплив затуплення ножа відвала автовогрейдера на ефективність його роботи.....	11
Назаренко І.І., Міщук Є.О. Визначення параметрів двосторонньої резонансної щоквої дробарки та розрахунок віброізоляції.....	14
Нестеренко М.П. Вібраційна установка для формування поребриків та бордюрів.....	20
Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликового формування.....	23
Орищенко С.В. Методика розрахунку основних параметрів вібраційного грохота.....	33
Свідерський А.Т. Синтез моделей ущільнюючих середовищ робочими органами віброущільнюючих машин.....	36

Технологія і організація виробництва

Назаренко М.І. Метод формування процесів експлуатації будівельної техніки на основі оцінки видів зношення.....	43
Голубничий А.В. Термодинаміка реакції взаємодії при сумісному нагріві речовин системи „FeO – CaO – SiO ₂ ”, γ – C ₂ S, Na ₂ O·2SiO ₂	48
Махиня О.М., Терновий В. І. Огляд технологічних властивостей сучасних шпаклівок.....	53
Ваколюк А.С. Забезпечення надійності процесів організації будівництва.....	60

Моделювання технологічних процесів

Узунов О.В., Галецький О.С. Будова гібридного позиційного приводу та математичні моделі його складових частин.....	63
Глива В.А., Теренчук С.А., Перельот Т.М. Моделі і методи розрахунку магнітних полів електротехнічного обладнання промислових будівель.....	70
Шаляпіна Т.С. Методи та моделі вибору засобів механізації за умов раціонального управління виробничим процесом будівництва.....	74



Техніка для земляних та дорожніх робіт

УДК 681.587.

Л.Є. Пелевін, к.т.н., проф. КНУБА,
С.В. Лаєрик, аспірант КНУБА,
М.М. Карпенко, аспірант КНУБА
М.О. Пристайло, к.т.н., доц. КНУБА

НАВАНТАЖЕННЯ НА РОБОЧИЙ ОРГАН ВІДВАЛЬНОГО ТИПУ

АНОТАЦІЯ. Виходячи із аналізу нерівномірного розподілу навантаження на ріжучій кромці ножа відвала, знайдено взаємні кореляційні функції та дисперсії сил опору різанню на окремих ділянках ножа відвалу динамічної дії, що дало змогу скласти схему автоматизації режиму роботи кожного вібробудника відвалу динамічної дії, в залежності від дії сили опору різанню ґрунту на кожний окремий динамічний елемент.

Ключові слова: динамічний елемент, вібробудник, дисперсія, сила опору різанню ґрунту, номограма, підсилювач, дільник, динамічне навантаження.

SUMMARY. Develop circuit operation mode automation each vibration exciter blade dynamic action, depending on the force of cutting resistance ground for each separate dynamic element. Analysis of mutual correlation functions and dispersions the resistance forces to cutting on some sections of knife dynamic action blade. Folding automatic control system operation mode dynamic action blade. The proposed technical solution can reduce the effort that must be applied to the working body to develop ground.

Key words: dynamic element, vibration exciter, dispersion, resistance force of cutting ground, nomogram, amplifier, divider, dynamic load.

Вступ. В залежності від потужності та конструкції базової машини бульдозери можуть працювати на різних ґрунтах: від болотистих і піщаних до розбірних, або розпушених порід і руд.

Відомо що на відвал бульдозера діють великі навантаження, особливо при розробці ґрунтів з включеннями. Ці навантаження передаються на базову машину, що супроводжується передчасним спрацюванням деталей базової машини, які не беруть участь у руйнуванні ґрунту.

Для вирішення вищенаведеної проблеми, пропонується конструкція відвалу який зможе працювати в ґрунтах з кам'янистими включеннями, при цьому, отримуємо можливість зменшення зусилля яке потрібно прикласти до ґрунту і бульдозер буде мати високу продуктивність.

Мета статті. На основі аналізу сил, які діють на відвал при розробці ґрунту, обґрунтувати:

— дисперсію сил опору різанню ґрунту на окремих ділянках ріжучої кромки ножа відвалу динамічної дії, при роботі в ґрунтах з включеннями;

— кореляцію сил опору на різних ділянках ножа;

та розробити:

— систему автоматичного керування режимом роботи відвалу динамічної дії, яка дасть змогу зменшити зусилля, що потрібно прикласти до робочого органу для розробки ґрунту.

Виклад основного матеріалу. До теперішнього часу сила опору різанню розглядалася як єдина сила, прикладена в центрі ріжучої кромки ножа чи зуба. Однак при великій ширині ріжучої кромки, зокрема для машин відвального типу такий підхід є занадто спрощеним.

Відомі залежності [1, 2] досить повно описують випадкову силу опору різанню на кожній окремо взятій ділянці ножа. Однак, щоб охарактеризувати навантажений стан ножа в цілому, при розрахунку на міцність відвалу бульдозера або при створенні навантажень на стенді під час випробувань відвалів, необхідно знати нормовані взаємні кореляційні функції $r_{p_i p_j}(\tau)$ для сил опору на різних ділянках ножа або відповідні нормовані взаємні спектральні щільності $g_{p_i p_j}(\omega)$. Відповідно гіпотезі В.В.Ничке [3], сили опору різанню на окремих ділянках ножа статистично незалежні і, отже, функції $r_{p_i p_j}(\tau)$ і $g_{p_i p_j}(\omega)$ тотожно рівні нулю. Ця найбільш проста гіпотеза, однак, не узгоджується з фізичною суттю процесу різання зв'язних ґрунтів, а деякі висновки з неї суперечать експериментальним даним.

При виборі найбільш відповідного виду для функцій $r_{p_i p_j}(\tau)$ були прийняті до уваги такі міркування:

1) функції: $r_{p_i p_j}(\tau)$ повинні мати такий же характер зміни, як і нормована кореляційна функція $\rho_{p_i}(\tau)$, але менші ординати, тому кореляція між окремими значеннями сил опору на різних ділянках ножа свідомо буде слабкіша, ніж на одній і тій же ділянці;

2) можна очікувати, що при $\tau = 0$ кореляція між силами p_i і p_j не є негативною і швидко зменшується в міру збільшення відстані між розглянутими ділянками ножа.

Відповідно до цих міркувань для опису нормованих взаємних кореляційних функцій $r_{p_i p_j}(\tau)$ запропонована формула:

$$r_{p_i p_j}(\tau) = e^{-\beta|i-j|} \rho_{p_i}(\tau), \quad (1)$$

де $\rho_{p_i}(\tau)$ – нормована кореляційна функція сили опору різанню для окремої ділянки ножа; β – емпіричний коефіцієнт, що залежить від властивостей ґрунту і довжини ділянок.

Якщо позначити $|i-j|=K$, формулу (1) можливо представити у вигляді:

$$r_{p_i p_{j+K}}(\tau) = e^{-\beta K} \rho_{p_i}(\tau). \quad (2)$$

Коефіцієнт β можна знайти дослідним шляхом з використанням залежності між дисперсіями загальної сили опору різанню та сили опору на окремій ділянці ножа.

Згідно відомим властивостям стаціонарних випадкових процесів [4, 5], кореляційна функція загальної сили опору різанню:

$$K_p(\tau) = \sum_{i=1}^n K_{p_i}(\tau) + 2 \sum_{i < j} R_{p_i p_j}(\tau), \quad (3)$$

де $K_{p_i}(\tau)$ – кореляційна функція сили на i -й ділянці ножа; $R_{p_i p_j}(\tau)$ – взаємна кореляційна функція сил на i -й і j -й ділянках ножа.

Праву частину формули (3) можна виразити через нормовані кореляційні функції сил:

$$K_p(\tau) = \sum_{i=1}^n D_{p_i} \rho_{p_i}(\tau) + 2 \sum_{i < j} \sqrt{D_{p_i} D_{p_j}} r_{p_i p_j}(\tau), \quad (4)$$

де D_{p_i} , D_{p_j} – дисперсії сил опору різанню на i -й і j -й ділянках ножа; n – загальне число ділянок.

Враховуючи, що в даному випадку статистичні характеристики сил на окремих ділянках ножа однакові, і приймаючи до увагу вираз (2), отримаємо:

$$K_p(\tau) = D_{p_1} \left[n \rho_{p_1}(\tau) + 2 \sum_{K=1}^{n-1} (n-K) r_K(\tau) \right], \quad (5)$$

або

$$K_p(\tau) = D_{p_1} \rho_{p_1}(\tau) \left[n + 2 \sum_{K=1}^{n-1} (n-K) e^{-\beta K} \right]. \quad (6)$$

При $\tau = 0$ формула (6) дає вираз для дисперсії загальної сили:



$$D_p = D_{p1} \left[n + 2 \sum_{K=1}^{n-1} (n-K) e^{-\beta K} \right]. \quad (7)$$

Якщо число ділянок n , на які розділена ріжуча кромка ножа, досить велике (не менше 5), вхідні до формул (6) і (7) суми зручніше замінити інтегралами. При цьому формула (7) прийме вигляд:

$$\begin{aligned} D_p &= D_{p1} \left[n + 2 \int_{0.5}^{n-0.5} (n-K) e^{-\beta K} dK \right] = \\ &= D_{p1} \left[n + \frac{2}{\beta} \left(n - 0,5 - \frac{1}{\beta} \right) e^{-0,5\beta} + \right. \\ &\quad \left. + \frac{2}{\beta} \left(\frac{1}{\beta} - 0,5 \right) e^{-(n-0,5)\beta} \right]. \end{aligned} \quad (8)$$

Неважко переконатися, що при $\beta \rightarrow \infty$ (відсутність статистичного зв'язку між окремими силами) вираз у квадратних дужках прямує до n , а при $\beta \rightarrow 0$ (абсолютно жорсткий зв'язок) він прямує до n^2 . Якщо $n=1$, вказаний вираз також дорівнює одиниці.

В реальних умовах $n\beta \gg 1$ (кореляційний зв'язок між силами опору різанню на окремих ділянках повністю затухає в межах загальної ширини ножа).

Тому замість формули (8) отримаємо:

$$D_p = D_{p1} \left[n + \frac{2}{\beta} \left(n - 0,5 - \frac{1}{\beta} \right) e^{-0,5\beta} \right]. \quad (9)$$

Рівності (8) і (9) встановлюють співвідношення між величинами D_p/D_{p1} , n і β , можуть бути використані для визначення параметра β за відомим значенням числа ділянок та відношення бис.персій D_p/D_{p1} . З цією метою на основі формули (9) побудована номограма, показана на рис.1.

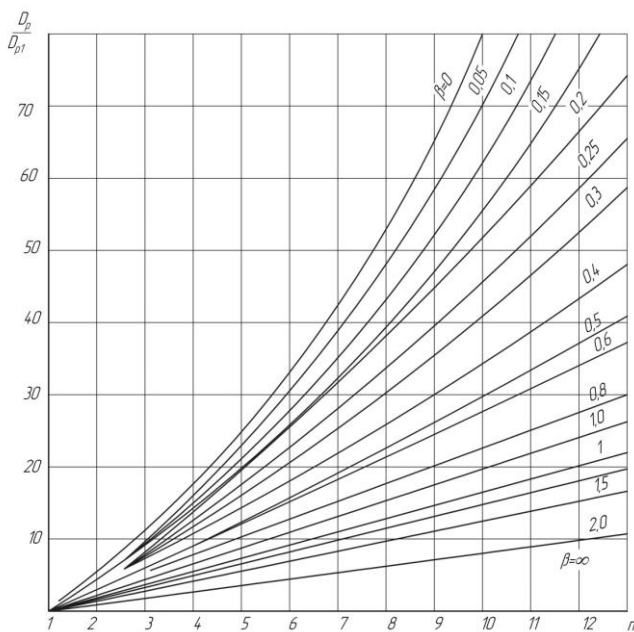


Рисунок 1. Номограма для визначення параметра β .

динамічний елемент, який завдяки віброзбуднику виконує вертикальний, зворотно-поступальний рух у рамі по пазу (рис.2).

При дії зовнішніх навантажень на робочий орган відвального типу, число віброзбудників на відвалі може не співпадати з числом навантажених ділянок n , на які була поділена

Рациональна методика визначення параметра β полягає в наступному:

1) призначається число ділянок n , на які розділяється ріжуча кромка ножа;

2) експериментальним шляхом визначаємо дисперсію сили опору різанню для ножа в цілому D_p і для однієї ділянки D_{p1} при заданій глибині різання;

3) за допомогою номограми на рис.1. знаходимо значення параметра β .

Відвал динамічної дії представлений у вигляді несучої рами, яка поділена на секції, при чому в кожній секції встановлено окремий

ріжуча кромка ножа. В цьому випадку параметр β зміниться і прийме деяке нове значення $\beta' \neq \beta$.

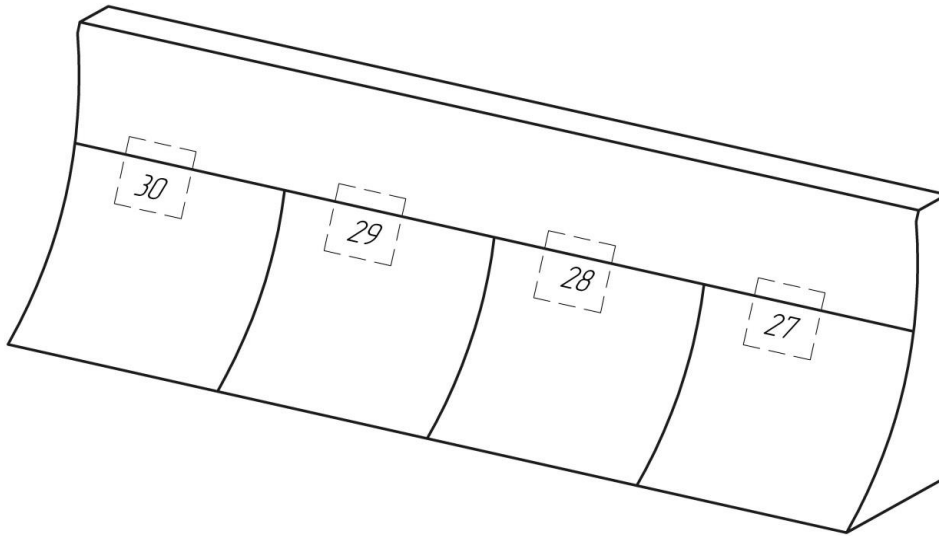


Рисунок 2. Схема відвалу бульдозера з чотирма вібробудниками.

Нехай, наприклад, число ділянок n потрібно зменшити в m разів (m – ціле число), інакше кажучи, потрібно об'єднати кожні m ділянок в одну. У цьому випадку величина β' може бути знайдена таким чином:

1) за формулою (7) при $m = n$ обчислюємо дисперсію D'_{pl} для нової ділянки і знаходимо відношення D_p/D'_{pl} ;

2) за допомогою номограми на рис.1. прийнявши $n' = n/m$ в якості n і D_p/D'_{pl} в якості D_p/D'_{pl} , визначаємо величину β' як нове значення параметра β .

Схема автоматичного регулювання режиму роботи вібробудників (рис.3).

Кількість датчиків, визначаються з виразу:

$$K = 2n - 1. \quad (10)$$

Датчики 1, 2, 3, 4, 5, 6 і 7 по K каналам з'єднані з блоком гідронасосів, причому перші два гідронасоси 8 і 9 утворюють групу з коефіцієнтом посилення 1, наступні два гідронасоси 10 і 11 – групу з коефіцієнтом посилення 2 і т.д., а останній гідронасос має коефіцієнт посилення n , рівний числу динамічних елементів відвалу. Блок підсилювачів K каналами з'єднаний з блоком дільників, причому перші два дільники 15 і 16 мають кожен по одному виходу, при цьому перший з них (позиція 15) підключений до першого суматора (позиція 22), а другий (позиція 16) – до останнього (n – го) суматора (позиція 25). Наступні два дільника 17 і 18 мають по два виходи, кожен з яких, у першого дільника – позиція 17, з'єднаний з двома першими суматорами (позиції 22 і 23), а у другого – з двома останніми (позиції 24 і 25) і т.д., а останній дільник 21 має n виходів і приєднаний до кожного з суматорів – 22, 23, 24 і 25.

Вихід кожного суматора з'єднаний з підсилювачем потужності 26, вихід якого комутується з входами n вібробудників 27, 28, 29 і 30.

Визначення комутацій гідронасосів і суматорів, коефіцієнти підсилення і поділу для кожного каналу (насоса) приведені в табл.1.

Задається кількість ділянок відвалу n на які діє навантаження (рис. 2), при цьому відомо, що опір різанню на окремих ділянках відвала статистично незалежний і кореляція між окремими значеннями сил опору на різних ділянках відвалу буде слабша, ніж на одній і тій самій ділянці. Крім того, кореляція між окремими ділянками відвалу зменшується по лінійній залежності зі збільшенням відстані між ними. На вібробудники встановлюють



датчики, причому число їх K залежить від числа ділянок навантаження відвалу і визначається з виразу:

$$K = 2n - 1,$$

де K – кількість датчиків; n – кість навантажених ділянок відвалу.

Таблиця 1

Характеристики елементів схеми

№ групи	Кількість гідронасосів	№ каналу (гідронасоса)	Коефіцієнт підсилення	Коефіцієнт поділу	Кількість виходів поділу	№ суматорів
1	2	1,2	1	1	1	1,n
2	2	3,4	2	1/2	2	1,2,n -1,n
3	2	5,6	3	1/3	3	1,2,3,n -2,n -1,n
·	·
·	·
·	·
n-2	2	K-4, K-3	n-2	1/(n-2)	n-2	1,2,3,...,n -2,3,4,5,...n-1,n
n-1	2	K-2, K-1	n-1	1/(n-1)	n-1	1,2,3,...,n -1,2,3,4,...n-1,n
n	1	K	n	1/n	n	1,2,3,...,n -1,n

При збільшенні кількості навантажених ділянок n можна отримати плавніше зниження коефіцієнта взаємної кореляції.

Розглянемо роботу схеми при кількості ділянок відвалу $n = 4$ (рис.3), при цьому необхідно мати датчиків:

$$K = 2n - 1 = 2 \cdot 4 - 1 = 7.$$

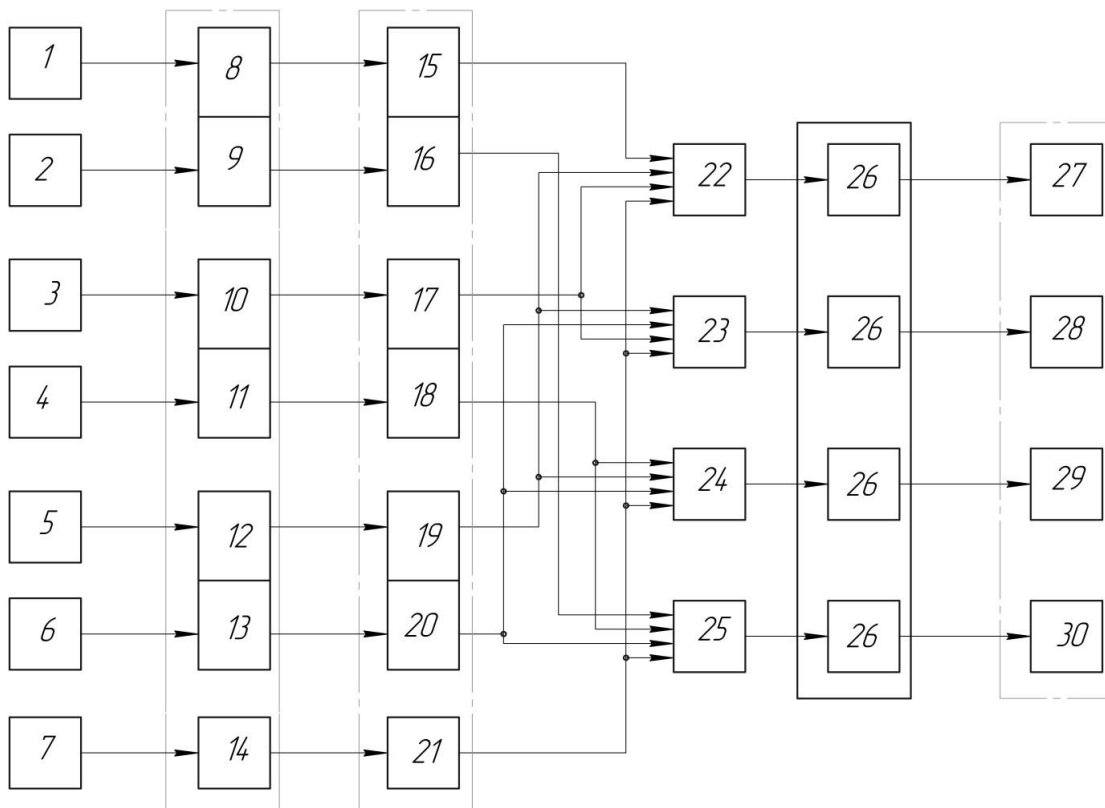


Рисунок 3. Принципова схема автоматичного керування режимом роботи віброзбудників.

Датчики 1, 2, 3, 4, 5, 6 і 7 передають сигнали з однаковими характеристиками, які поступають до гідронасосів, які збільшують подачу рідини до блоку гідророзподільників. Сигнали з датчиків 1 і 2 передаються до гідронасосів 8 і 9, що мають коефіцієнт посилення потоку – 1, і через гідророзподільники 15 і 16 по двом потокам надходять відповідно на суматори 22 і 25, де підсумовуються. Сигнали з датчиків 3 і 4, передаються до гідронасосів 10 і 11, що мають коефіцієнт посилення потоку – два, і діляться кожен в гідророзподільниках 17 і 18 на два однакових потоки, які надходять на різні суматори – з гідророзподільника 17 на суматор 22 і 23, а з гідророзподільника 18 на суматори 24 і 25. Сигнали з датчиків 5 і 6, передаються до гідронасосів 12 і 13, що мають коефіцієнт посилення потоку – три, діляться в гідророзподільниках 19 і 20 кожен на три однакових потоки, які також надходять на різні суматори, з гідророзподільника 19 на суматори 22, 23, 24, а з гідророзподільника 20 – на суматори 23, 24, 25.

Сигнал з датчика 7, передається до гідронасоса 14, що має коефіцієнт посилення чотири, ділиться потім в гідророзподільнику 21 на 4 однакових потоки, що йдуть на всі чотири суматори – 22, 23, 24 і 25.

Сигнали з виходів суматорів надходять на блок підсилювачів потужності 26, що має однакові коефіцієнти підсилення для всіх $n = 4$ каналів, який потрібен для управління вібробудниками 27, 28, 29 і 30, що встановлюються на окремі динамічні елементи відвалу бульдозера. Коефіцієнт взаємної кореляції між ділянками з вібробудниками 27 і 28 становить 0,75, так як між першим і шостим датчиком немає взаємного зв'язку. Коефіцієнт взаємної кореляції між ділянками з вібробудниками 27 і 28 знижується до 0,5, так як зв'язку немає вже по двом рівням (між першим і шостим, третім і четвертим каналами). Коефіцієнт взаємної кореляції між ділянками з вібробудниками 27 і 30 знижується до 0,25, так як, зв'язок відсутній вже за трьома рівнями.

Таким чином, кореляція між окремими, ділянками відвалу зменшується з лінійною залежністю по мірі збільшення відстані між розглянутими ділянками програми навантаження.

За результатами досліджень, було розроблено конструкцію відвалу динамічної дії. Відвал динамічної дії виконано у вигляді несучої рами 1 (рис.4), у передній частині якої встановлено декілька динамічних елементів 2, з можливістю пересування у рамі 1 по направляючих пазах 3. При чому, на передній частині динамічних елементів 2 еквідистантно до передньої частини несучої рами 1, до динамічних елементів 2 прикріплено лобові пластини 4. До нижньої частини динамічних елементів 2 прикріплено ріжучі ножі 5. До верхньої частини динамічних елементів 2, прикріплено ударник 6, вібробудника 7 [6], при чому, корпус вібробудника 7 жорстко встановлено у несучій рамі 1, а ударник 6 виконано у вигляді сферичного шарніру з можливістю вільного обертання у динамічному елементі 2.

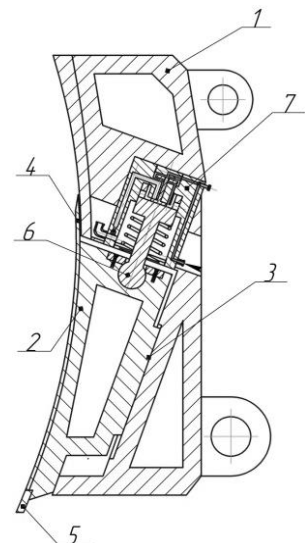


Рисунок 4. Відвал динамічної дії.

Висновки

Виходячи із аналізу нерівномірного розподілу навантаження на ріжучій кромці ножа відвала, знайдено взаємні кореляційні функції та дисперсії сил опору різанню на окремих ділянках ножа відвалу динамічної дії.

Проаналізувавши процес різання ґрунту відвалом динамічної дії та кожного його динамічного елемента, запропоновано схему автоматизації режиму роботи відвалу динамічної дії, що дає змогу автоматично регулювати режим роботи кожного вібробудника, в залежності від дії сили опору різанню ґрунту на кожній окремій ділянці відвала.



Запропоноване технічне рішення дає змогу зменшити зусилля, яке потрібно прикласти до робочого органу для розробки ґрунту, зменшуючи енергоємність розробки ґрунтів з включеннями.

Література

1. Ветров Ю.А. Резание ґрунтов землеройными машинами. - М.: Машиностроение, 1971. - 357 с.
2. Власов В.В., Пелевин Л.Е. Моделирование нагрузок при стендовых испытаниях узлов землеройных машин // Тез. докл. на Респ, семинаре молодых ученых по проблемам механизации и автоматизации земляных работ в строительстве. - К.: КИСИ, 1988. - с. 10-11.
3. Ничке В. В. Надежность прицепного и навесного оборудования тракторов. - Харьков: Вища школа, 1985. - 152 с.
4. Власов В.В., Пелевин Л.Е. Статистическое описание сил сопротивления резанию на отвале бульдозера // Тез. докл. на Респ. семинаре молодых ученых по проблемам механизации и автоматизации земляных работ в строительстве. - К.: КИСИ» 1988. - с.11-12.
5. Власов В.В., Крупко В.А., Смирнов В.Н. Прогнозирование сил резания при разработке сложноструктурного ґрунтового массива // Горн., строит. дор. и мелиорат. машины: Респ. межвед. научн.-техн. сб. - К.: Техника, 1989, вш.42. - с.41 -45.
6. Патент № 94096 України, МПК⁷ E02F 5/30. Віброзбудник / Л.Є. Пелевін, С.В. Лаврик; заявник і патентовласник КНУБА; заявл. 29.05.2014; опубл. 27.10.2014, Бюл. №20.

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 621.879

*С.Х. Медвідь, к.т.н., доцент, (Національний університет водного господарства та природокористування, м. Рівне)***ВПЛИВ ЗАТУПЛЕННЯ НОЖА ВІДВАЛА АВТОВТОВГРЕЙДЕРА НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЙОГО РОБОТИ**

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена дослідженню впливу затуплення ножа відвала автогрейдера на ефективність його роботи. Було проведено дослідження впливу затуплення на опір різання ґрунту, продуктивність машини а також енергетичні параметри.

Ключові слова: ніж відвала автогрейдера, опір різання ґрунту.

ANNOTATION. Article present an investigation of influence of autograder blade blunting on its effectiveness. The autograder blade blunting influence to soil cutting resistance, productivity and power parameters was researched.

Key words: autograder blade, soil cutting resistance.

Одним із критеріїв, що впливає на ефективність роботи землерійних машин є опір різання ґрунту, який залежить від ряду факторів, в тому числі і затуплення ріжучої кромки робочого органу.

Були проведені дослідження впливу затуплення на опір різання, продуктивність, енергетичні параметри [1, 2, 3, 4], але вони не дають можливості повністю оцінити ефект роботи машини в залежності від стану ріжучої кромки, так як не враховують вплив затуплення на техніко-економічні показники машини. В роботі [5] автором запропоновано оцінювати затуплення на приведені питомі затрати машини.

Метою даної роботи є визначення граничної величини затуплення ріжучої кромки ножа відвала автогрейдера з умови рентабельності виконання операції розробки ґрунту з бокових резервів.

Проаналізуємо ефективність роботи машини в залежності від ступені затуплення ріжучої кромки, враховуючи вплив затуплення на продуктивність та питомі приведені затрати.

Як показали виконані раніше дослідження [1, 2] при наявності затуплення, сила опору різання визначається по формулі

$$P = P_0 + P_{\text{зат}} \quad (1)$$

де P_0 – сила, опору різання гострим ножом; $P_{\text{зат}}$ – додатковий опір від затуплення;

З метою спрощення розрахунків Зеленін А.М. пропонує користуватись безрозмірним коефіцієнтом затуплення Δ :

$$\Delta = \frac{P_0 + P_{\text{зат}}}{P_0} \quad (2)$$

Тоді опір сили різання затупленим ножом буде

$$P = P_0 \Delta \quad (3)$$

Для автогрейдера сила опору різання при розробці ґрунту з бокових резервів гострим ножом визначається відомою формулою [6]:

$$P_0 = klh \sin \alpha / 4 \cos \delta \quad (4)$$

де, k – питомий коефіцієнт різання ґрунту ножом відвала автогрейдера; l – довжина відвала;

h – найбільша глибина різання; α - кут захвату ножа; δ - кут нахилу ножа у вертикальній площині.

Приймаючи $l \sin \alpha / 4 \cos \delta = B$ отримаємо:



$$P_0 = k \cdot h \cdot B \quad (5)$$

Для затупленого ножа:

$$P = k \cdot h \cdot B \cdot \Delta \quad (6)$$

Для нормальної роботи автогрейдера необхідно, щоб сила тяги рушія P_T була більшою сили опору копання ґрунту P_k . В граничному випадку повинен виконуватись баланс тяги, тобто:

$$P_T = P_k \quad (7)$$

де P_T – сила тяги рушія; P_k – сила опору копання;

Приймаючи до уваги, що при розробці ґрунту сила різання є основною, можна вважати, що:

$$P_T = P_0 \quad (8)$$

Для колісних машин сила тяги обмежується зчепленням рушія з поверхнею, тобто

$$P_{зч} \geq P_T \quad (9)$$

де $P_{зч}$ – сила тяги машини по зчепленню.

Для автогрейдера вона визначається по формулі [6]

$$P_{зч} = Mg\psi\theta \quad (10)$$

де M – маса машини; g – прискорення вільного падіння; ψ – коефіцієнт зчеплення рушія з поверхнею; θ – коефіцієнт зчепної ваги.

З врахуванням формул (5), (8), (9) і (10) з рівняння балансу сил при виконанні робочого процесу автогрейдером отримаємо:

$$Mg\psi\theta = khB \quad (11)$$

З цієї умови товщина стружки ґрунту буде:

$$h = Mg\psi\theta / kB \quad (12)$$

При затупленні ножа зростає сила різання ґрунту, що проводить до порушення балансу сил і сила тяги по зчепленню стає меншою сили опору різання:

$$P_{зч} < P \quad (13)$$

В результаті цього стає неможливим виконання робочого процесу автогрейдером. Щоб запобігти останньому слід зменшити товщину стружки, до величини, це визначається залежністю:

$$h_{зам} = Mg\psi\theta / Bk\Delta \quad (14)$$

Продуктивність автогрейдера при виконанні технологічної операції розробки ґрунту з бокових резервів рахується відомою формулою [6]:

$$П = 3600hl \sin \alpha \cdot L_d / (L_d / v_p + 2t_n) \cdot 4 \cos \delta \quad (15)$$

де L_d – довжина ділянки розробки ґрунту; v_p – робоча швидкість машини; t_n – час на розворот машини;

Враховуючи, що $l \sin \alpha / \cos \delta = B$ отримаємо

$$П = 3600h \cdot B \cdot L_d / (L_d / v_p + 2t_n) \quad (16)$$

При роботі з затупленим ножом формула для розрахунку продуктивності буде:

$$П = 3600h_{зам} \cdot B \cdot L_d / (L_d / v_p + 2t_n) \quad (17)$$

З врахуванням формули (14) отримаємо

$$П = 3600Mg\psi\theta L_d / k\Delta (L_d / v_p + 2t_n) \quad (18)$$

Тобто, з зростанням затуплення ножа відвала автогрейдера, його продуктивність знижується.

Знаючи характер зміни продуктивності в залежності від затуплення ножа можна визначити граничну величину коефіцієнта затуплення $\Delta_{гр}$ з умови рентабельності виконання робіт.

Доход на одиницю продукції від експлуатації машини є різниця між ціною виконаної роботи – $C_{в.р.}$ і питомими витратами на одиницю продукції $C_{пит.}$

$$D = C_{в.р.} - C_{пит.} \quad (19)$$

Ціна виконаної роботи залежить від кон'юктури ринку, а питомі приведені затрати при експлуатації машини можна визначити, як відношення суми затрат ΣZ до продуктивності машини:

$$C_{пит.} = \frac{\Sigma Z}{P} \quad (20)$$

У випадку, коли сума затрат ΣZ залишається незмінною на протязі певного періоду роботи машини, можна стверджувати, що питомі приведені затрати, а відповідно дохід залежить від продуктивності машини.

Розглядаючи граничні умови, коли $D=0$, а значить і $C_{в.р.} = C_{пит.}$, то

$$C_{в.р.} = \frac{\Sigma Z}{P} \quad (21)$$

З формули (21) отримаємо:

$$P = \frac{\Sigma Z}{C_{в.р.}} \quad (22)$$

Прирівнюючи вираз для визначення продуктивності за формулою (18) і продуктивність економічного розрахунку (22) отримаємо рівняння для розрахунку граничної величини коефіцієнта затуплення $\Delta_{гр}$ ножа відвала автогрейдера з врахуванням питомих затрат і ціни виконаної роботи:

$$\frac{\Sigma Z}{C_{в.р.}} = \frac{3600Mg\psi\Theta L_0}{k\Delta_{зр}(L_0/v_p + 2t_n)} \quad (23)$$

Рішив дане рівняння отримаємо:

$$\Delta_{зр} = \frac{3600Mg\psi\Theta L_0 C_{в.р.}}{k(L_0/v_p + 2t_n)\Sigma Z} \quad (24)$$

Таким чином, граничне значення коефіцієнта затуплення $\Delta_{гр}$ ножа відвала автогрейдера регламентується кон'юктурою ринку, властивостями ґрунту, питомим приведеними витратами.

Література

1. Зеленин А.Н. Машины для земляных работ /А.Н. Зеленин, В.И. Баловнев, И.П. Керов. – М.: Машиностроение, 1975. – 422.
2. Ветров Ю.А., Кархов А.А., Кондра А.С., Станевский В.П. Машины для земляных работ. Учебник для вузов. Под общ. ред. чл. – кор. АН УССР профессора Ю.А. Ветрова. – К.: Вища школа, 1981. – 384 с.
3. Ничке В.В., Жинжера А.И., Патлатюк Е.А. Влияние затупления ножей на эксплуатационные свойства бульдозеров / Вісник КДПУ, - Випуск 2/2006 (37) частина I
4. Бузин Ю.М. Критерий эффективности и оптимизации рабочего процесса землеройно-транспортных машин/Ю.М. Бузин// Строительные и дорожные машины – 2000.- №4.-с. 12-15.
5. Угрюмов Исследование влияния затупления ножей на сопротивление грунтов копанию скреперами/А.А. Угрюмов: Автореф. дис.. канд.техн.наук. - Омск.1979 - 144 с.
6. Севров К. П., Горячко Б. В. Покровский А.А., Автогрейдеры. Конструкция, теория, расчет. – М.: «Машиностроение», 1970. – 192 с.



УДК 621.647.4

I.I. Назаренко, д.т.н., проф. (КНУБА, Київ)
Є.О. Міщук, асистент (КНУБА, Київ)

ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ДВОСТОРОННЬОЇ РЕЗОНАНСНОЇ ЩОКОВОЇ ДРОБАРКИ ТА РОЗРАХУНОК ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ

АНОТАЦІЯ: Здійснені розрахунки моментів інерції складових елементів вібраційної щокової дробарки, центрів інерції та жорсткості системи в цілому. Визначені амплітуди коливань центру мас дробарки в напрямку координатних осей. Встановлені колові частоти власних поступальних і обертальних коливань в напрямку відповідних осей. Наведено аналіз та розрахунок металевих та гумових віброізоляційних елементів.

Ключові слова: інерція, жорсткість, віброізоляція.

SUMMARY: The implemented calculations of moments of inertia of constituent elements of the vibration jaw crusher, the center of mass and stiffness of the system as a whole. Are determined amplitude oscillations the center of mass of the crusher in the direction axes. Mounted circular frequency of own translational and rotational vibrations in the direction of the corresponding axes. The performed analysis and calculation of metal and rubber of the vibration isolation elements.

Key words: inertia, stiffness, vibration isolation.

Вступ. Встановлено, що амплітуда вимушених вертикальних коливань вібраційних машин залежить в основному від величини маси і моментів інерції, тому потрібно знати дійсні значення цих величини під час роботи машини [1], [2].

В зв'язку з можливістю роботи дослідної вібраційної щокової дробарки в околорезонансному режимі, а також проходженням першого резонансу, потрібно забезпечити належну віброізоляцію машини. Для цього треба ввести в коливальну систему додатковий пружний зв'язок, який буде перешкоджати передачі вібрації на фундамент.

Аналіз попередніх досліджень. В публікаціях [1], [2] наведені розрахунки віброізоляції для центрифуги. В джерелі [3] дані основні залежності до розрахунку інерційних параметрів дробарки, яка відноситься до групи вібраційних щокових дробарок з двома рухомими щоками і приводом щік.

Щодо дослідження інерційних параметрів та віброізоляції резонансної двохсторонньої вібраційної щокової дробарки, то такі дослідження відсутні.

Мета. Динаміка та кінематика вібраційної щокової дробарки тісно пов'язана з інерційними параметрами. Тому з метою оцінки надійності та довговічності проводяться розрахунки моментів інерції машини. Подальші розрахунки віброізоляції дробарки залежать від її інерційних параметрів також.

Матеріали та результати дослідження.

При розрахунках віброізоляції дослідної дробарки потрібно ґрунтуватись на виконанні двох основних умов:

- 1) забезпечення ефективної віброізоляції (зниження амплітуди сили, зниження звукової вібрації, тощо);
- 2) забезпечення мінімальної амплітуди вертикальних коливань

При розрахунку моментів інерції елементів конструкції дробарки, апроксимуємо окремо три маси до простих геометричних фігур рис. 1.

Визначаємо координати центра мас системи (ц.м.с.) x_c, y_c, z_c , відносно координатних осей x, y, z :

$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{m_{\text{зар}}}; \quad y_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i y_i}{m_{\text{зар}}}; \quad z_c = \frac{\sum_{i=1}^n m_i z_i}{m_{\text{зар}}}, \quad (1)$$

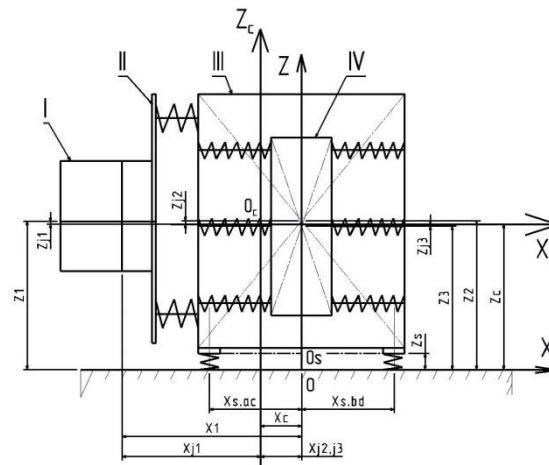


Рисунок 1. Схема до розрахунку центру мас та центру жорсткості вібраційної шоквої дробарки.

де m_i – маса i -ої складової віброізолюваної системи; x_i, y_i, z_i – координати центра мас окремих елементів дробарки в системі координат x, y, z ; n – число складових системи; $m_{\text{заг}}$ – загальна маса системи.

По отриманим значенням координат центра мас системи визначаємо її моменти інерції відносно осей x_c, y_c, z_c :

$$\begin{aligned} I_x &= \sum [I_{xj} + m_i (y_j^2 + z_j^2)]; \\ I_y &= \sum [I_{yj} + m_i (z_j^2 + x_j^2)]; \\ I_z &= \sum [I_{zj} + m_i (x_j^2 + y_j^2)], \end{aligned} \quad (2)$$

де I_{xj}, I_{yj}, I_{zj} – моменти інерції j -го елемента відносно відповідних осей; x_j, y_j, z_j – координати центра мас j -го елемента в системі координат x_c, y_c, z_c .

Визначаємо сумарні обертові моменти навколо осей x_c, y_c, z_c :

$$\begin{aligned} \sum M_x &= -F_z \times y_{j1}; \\ \sum M_y &= F_z \times x_{j1} - F_x \times z_{j1}; \\ \sum M_z &= F_x \times y_{j1}, \end{aligned} \quad (3)$$

де x_{j1}, y_{j1}, z_{j1} – координати центра мас вібропривода в системі координат x_c, y_c, z_c ; F_x, F_z – збурювальні зусилля, які діють по відповідним осям.

Визначаємо наближені значення амплітуд коливань центру мас системи та кутові коливання $\theta_x, \theta_y, \theta_z$:

$$x_x = \frac{F_x}{m_{\text{заг}} \times \omega^2}; \quad x_y = 0; \quad x_z = \frac{F_z}{m_{\text{заг}} \times \omega^2}; \quad (4)$$

$$\theta_x = \frac{\sum M_x}{I_x \times \omega^2}; \quad \theta_y = \frac{\sum M_y}{I_y \times \omega^2}; \quad \theta_z = \frac{\sum M_z}{I_z \times \omega^2}. \quad (5)$$

Знаходимо значення співвідношення кутових частот $\omega/\omega_{0i} = k_m$ по відповідним напрямкам осей координат:

$$k_m = \sqrt{(1/k_n) + 1}, \quad (6)$$

де $k_n = 1/K_{ei}$; $K_{ei} = x_i/X_n$ – коефіцієнт ефективності віброізоляції в напрямку відповідних



осей; X_n – нормоване значення амплітуди переміщення центру мас дробарки; x_i – розраховане значення переміщення центру мас дробарки по відповідним осям координат.

Розраховуємо сумарну жорсткість системи по відповідним координатним осям:

$$c_i = m_{\text{зар}} \times \omega_{0i}^2, \quad (7)$$

Визначаємо сумарні кутові жорсткості системи:

$$\begin{aligned} c_{\theta x} &= \sum (c_{zi} y_{xs}^2 + c_{yi} z_{xs}^2); \\ c_{\theta y} &= \sum (c_{xi} z_{ys}^2 + c_{zi} x_{ys}^2); \\ c_{\theta z} &= \sum (c_{yi} x_{zs}^2 + c_{xi} y_{zs}^2), \end{aligned} \quad (8)$$

де $x_{zs}, x_{ys}, y_{xs}, \dots$ – координати точок прикладення реакцій віброізоляторів в системі координат з центром який є центром жорсткості системи; c_{xi}, c_{yi}, c_{zi} – жорсткості i -их віброізоляторів по відповідним осям x, y, z , які паралельні осям x_c, y_c, z_c .

Координати центру жорсткості вздовж осей x, y, z :

$$\begin{aligned} z_{xs} &= \frac{1}{c_x} \sum c_{xi} \times z_i; \quad z_{ys} = \frac{1}{c_y} \sum c_{yi} \times z_i; \\ x_{zs} &= \frac{1}{c_z} \sum c_{zi} \times x_i; \quad y_{zs} = \frac{1}{c_z} \sum c_{zi} \times y_i; \\ z_{zs} &= \frac{1}{c_z} \sum c_{zi} \times z_i, \end{aligned} \quad (9)$$

де x_i, y_i, z_i – координати точок прикладення реакцій віброізоляторів.

Кругові частоти власних поступальних і обертальних коливань визначаємо за наступними формулами, при умові, що центри жорсткості і ваги лежать на одній вертикальній прямій:

$$\begin{aligned} \omega_{0x}^2 &= \frac{c_x}{m_{\text{зар}}}; \quad \omega_{0y}^2 = \frac{c_y}{m_{\text{зар}}}; \quad \omega_{0z}^2 = \frac{c_z}{m_{\text{зар}}}; \\ \omega_{0\theta x}^2 &= \frac{c_{\theta x}}{I_{0x}}; \quad \omega_{0\theta y}^2 = \frac{c_{\theta y}}{I_{0y}}; \quad \omega_{0\theta z}^2 = \frac{c_{\theta z}}{I_{0z}}; \end{aligned} \quad (10)$$

В іншому випадку незалежними будуть вертикальні і обертальні коливання навколо вертикальної осі z . Формули до визначення колових частот зв'язаних коливань в площині xOz наведені в джерелі [динамический расчет зданий и сооружений].

Для знаходження максимальних амплітуд коливання центру мас в резонансних режимах знайдемо попередньо безрозмірний параметр Δ_i :

$$\begin{aligned} \Delta_x &= \frac{\xi}{f_x^2}; \quad \Delta_y = \frac{\xi}{f_y^2}; \quad \Delta_z = \frac{\xi}{f_z^2}; \\ \Delta_{\theta x} &= \frac{\xi}{f_{\theta x}^2}; \quad \Delta_{\theta y} = \frac{\xi}{f_{\theta y}^2}; \quad \Delta_{\theta z} = \frac{\xi}{f_{\theta z}^2}. \end{aligned} \quad (11)$$

Користуючись графіком рис. 2, по розрахованій величині Δ_i та попередньо прийнятому значенні γ , визначаємо співвідношення амплітуд $X_{\text{рез}}/X_i$, в напрямку відповідних координат.

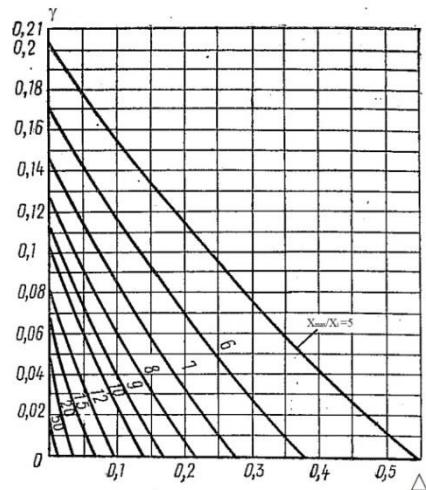


Рисунок 2. Графік до визначення величини коефіцієнта непружного опору γ , та резонансних амплітуд.

Найбільш розповсюдженими віброізоляційними елементами вібротомашин є сталеві пружини, гумові та гумометалеві опори [6].

Перевагою пружинних віброізоляторів є те що їх можна використовувати для ізоляції низьких та високих частот, вони довше зберігають пружні властивості та добре протистоять дії навколишнього середовища. Пружинні віброізолятори доцільно використовувати при порівняно низькій частоті і значній амплітуді коливань.

Серед пружинних віброізоляторів у машинах з вертикально направленими коливаннями широкого розповсюдження набули конструкції, які складаються з двох пружин, рис.1. Для унеможливлення розкриття стику, при коливаннях машини, кожна з пружин попередньо затягується на розмір деформації. При розрахунках жорсткості пружин користуються наступними залежностями [7]:

$$c_1 = \frac{c_c}{2} + \frac{m_n g}{2x_p}; \quad c_t = \frac{c_c}{2} - \frac{m_n g}{2x_p}, \quad (12)$$

де c_1, c_t - жорсткість нижньої та верхньої пружини відповідно; $c_c = c_1 + c_t$ - загальна жорсткість одного пакета; $m_n = m_{\text{заг}}/n_{\text{пр}}$ - маса, яка припадає на один пакет пружин; $n_{\text{пр}}$ - кількість комплектів пружин; x_p - амплітуда коливань при резонансі.

Сумарну жорсткість пружинних опор визначаємо за залежністю (7), при цьому потрібно врахувати, що $c_1/c_t = 3$ [6]. Аналізуючи залежності (12) стає зрозумілим, що розраховуючи жорсткості верхньої пружини можна отримати від'ємні значення. Тому для дослідної дробарки були побудовані графіки залежностей жорсткості верхньої пружини від резонансної амплітуди коливань рис.3,4. Значення частоти коливань прийнято $f=16,7$, як середнє значення в діапазоні ефективних частот.

Як бачимо з графіка дійсні значення жорсткості верхньої пружини лежать в інтервалі резонансних амплітуд $x \in [0.044, \infty)$. Таким чином при входженні в резонанс система буде мати великі вертикальні переміщення, які є не бажаними в процесі дроблення матеріалу. За умови $\omega/\omega_0 = 3$, дійсні значення резонансних амплітуд знаходяться в інтервалі $x \in [0.008, \infty)$. В даному випадку значення амплітуди є набагато меншим, але при цьому слід врахувати зниження ефективності передачі вібрації на фундамент.

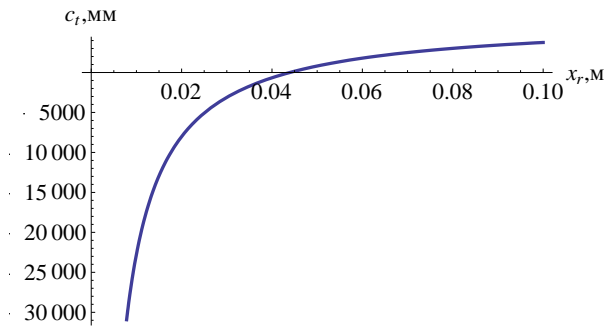


Рисунок 3. Залежність жорсткості від амплітуди коливань при умові $\omega/\omega_0 = 7$.

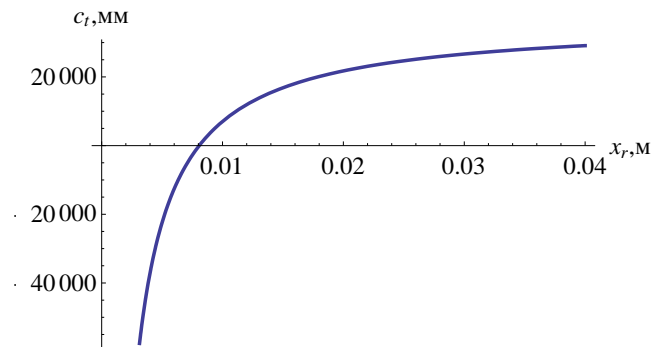


Рисунок 4. Залежність жорсткості від амплітуди коливань при умові $\omega/\omega_0 = 3$.

Гумові віброізолятори в порівнянні з пружинними мають більший коефіцієнт втрат. В більшості випадків гумові віброізолятори використовують коли потрібно збільшити затухання власних коливань або зменшити амплітуди резонансних коливань в перехідних режимах.

Розрахунок гумових віброізоляторів проводиться в наступному порядку [1],[2],[4],[5].

Вихідними даними при розрахунку гумових віброізоляторів є: твердість гуми розрахункове статичне напруження, динамічний і статичний модуль пружності та коефіцієнти непружного опору.

Визначаємо площу поперечного перерізу всіх віброізоляторів:

$$S_3 = \frac{m_{\text{зар}} g}{\sigma_d}, \quad (13)$$

де g - прискорення вільного падіння; σ_d - допустиме статичне напруження в гумі, $\sigma_d = (1,9 \dots 3,9) \times 10^5 \text{ Н/м}^2$ для м'якої гуми (твердість по Шору до 40 одиниць).

Робоча висота окремого віброізолятора, м:

$$h_j = \frac{E_d S_3}{c_3}, \quad (14)$$

де E_d - динамічний модуль пружності гуми, береться з таблиць в залежності від твердості по Шору [4], [5]; c_3 - сумарна жорсткість віброізоляторів, Н/м.

Площа поперечного перерізу одного віброізолятора, м^2 :

$$S_1 = \frac{S_3}{n_b}, \quad (15)$$

де n_b - кількість віброізоляторів.

Для призматичних віброізоляторів розмір сторони буде рівним, м:

$$b = \sqrt{S_1}. \quad (16)$$

Діаметр круглих віброізоляторів буде дорівнювати:

$$D = \sqrt{\frac{4S_1}{\pi}}. \quad (17)$$

Для забезпечення стійкості віброізоляції необхідним є виконання наступної умови:

$$1,5h_j \leq l_b \leq 8h_j, \quad (18)$$

де l_b – геометричний розмір віброізолятора, м.

Повна висота віброізолятора визначається за формулою:

$$h_{\text{п}} = h_p + 0,125l_b. \quad (19)$$

Вплив типу гумового віброізолятора на амплітуду коливань визначимо використовуючи залежності (робоча висота) та $c_s = \frac{F}{x}$.:

Тоді

$$x = \frac{Fh_j}{E_d S_3}. \quad (20)$$

Висновок

Для забезпечення надійної роботи дробарки, при встановленні віброізоляторів потрібно забезпечити, щоб центри ваги та жорсткості системи розміщувались на одній вертикалі.

Як видно з графіків рис. 3,4 пружинні віброізолятори є ефективними в плані віброізоляції, проте вони не забезпечують допустимих значень амплітуд коливання в резонансному режимі роботи дробарки.

Зменшення максимальних амплітуд коливань дробарки можна досягти зниження частоти власних коливань за рахунок поєднання пружинних віброізоляторів з демпферами в'язкого тертя. Іншим методом є гальмування обертальних деталей, тобто створення обертального моменту, який є протилежним по знаку моменту в робочому двигуні. Третій метод зменшення амплітуд коливань, полягає в застосуванні ударних гасителів.

Література

1. Белов С.В. Средства защиты в машиностроении: Расчет и проектирование: Справочник/С.В. Белов, А.Ф. Козяков, О.Ф. Партолин и др. – М.: Машиностроение, 1989. – 368 с.: ил.
2. Барштейн М.Ф. Динамический расчет зданий и сооружений /М.Ф. Барнштейн, В.А. Ильичев, Б.Г. Корнев. М.: Стройиздат, 1984. – 303 с., ил.
3. Л.А.Вайсберг, Л.П.Зарогатский, В.Я.Туркин. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Ред. Л.А.Вайсберг СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ. 2004. 306 с.
4. Нор Е.В. Расчет средств защиты от вибрации: методические указания к выполнению практической работы по дисциплине «Производственная санитария и гигиена труда» для студентов специальности 280102 «Безопасность технологических процессов и производства» /Е.В. Нор, О.А. Колесник. – Ухта: УГТУ, 2008. – 17 с.
5. Трунова И.Г. Выбор и расчет средств защиты от шума и вибрации: учеб. пособие по выполнению дипломных курсовых и практических работ для студентов /И.Г. Трунова, А.Б. Елькин, В.М. Смирнова; НГТУ им. Р.Е. Алексеева. - Нижний Новгород, 2012. – 116 с.
6. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.:КНУБА, 1999. – 488 с.
7. Чубук Ю.Ф. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. /Ю.Ф. Чубук, И.И. Назаренко, В.Н. Гарнец. – К.: Вища шк. 1985. – 168 с.



УДК 666.97.003.16

М.П. Нестеренко, к.т.н., доц.

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

ВІБРАЦІЙНА УСТАНОВКА ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ПОРЕБРИКІВ ТА БОРДЮРІВ

АНОТАЦІЯ. Проведено аналіз існуючого віброформувального обладнання та порівняння його зі створеною установкою для виготовлення поребриків та бордюрів. Визначено переваги, недоліки та принципові відмінності конструкції даного устаткування.

Ключові слова: віброформувальне обладнання, бордюр, вібратор.

ANNOTATION. The existing equipment for vibration of forming equipment is analysed and its comparison with new installation for manufacturing borders is lead. Advantages, lacks and basic differences of designs of this equipment are certain.

Key words: vibration forming equipment, border, vibrator.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. Поребрики та бордюри широко використовуються при спорудженні доріг, тротуарів, пішохідних доріжок, проте якість їхнього виготовлення часто буває низькою. При виробництві поребриків та бордюрів для ущільнення бетонних сумішей широко використовують віброплощадки з низькочастотними просторовими коливаннями, які збуджуються одинарним віброзбуджувачем із вертикальним дебалансним валом [1,2,3]. Вертикальні складові амплітуд вібропереміщень, які значною мірою визначають технологічну ефективність обладнання, розподіляються по горизонтальній поверхні форми нерівномірно, зростаючи від мінімального значення у середній частині до максимального по краях [4]. Нахил осі дебалансного вала відносно вертикалі забезпечує підвищення технологічної ефективності формування виробів за рахунок більш рівномірного розподілу амплітуд вібропереміщень точок по поверхні робочого органа.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. Проаналізовані відомі технічні рішення, що пропонуються для підвищення технологічної ефективності віброплощадок. Серед них можна виділити два способи ущільнення бетонних сумішей у формах і два конструктивних вирішення віброплощадок. Обидва способи припускають ущільнення бетонних сумішей шляхом одночасного впливу на неї низькочастотних горизонтально і вертикально спрямованих коливань. Перший відрізняється тим, що напрямок горизонтальних коливань безупинно змінюють по периметру форми, а другий – вимагає наступний додатковий вплив на суміш, що ущільнюється, вертикально спрямованих коливань з частотою, що перевищує початкову в 1,7...2 рази.

Найпоширенішими є металеві форми, які забезпечують тривалий термін їхньої експлуатації, високу оборотність. Їх виготовляють зі сталевих листів (товщиною 5...6 мм і більше) і прокатного сортаменту.

Геометричні розміри поребриків приймаються відповідно до ГОСТ 6665-91 і наведені в таблиці 1.

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. У розглянутих віброплощадках проявлялась недостатня ефективність вібраційного формування виробів через нерівномірність розподілу амплітуд.

Метою даної роботи є підвищення технологічної ефективності віброплощадки з одиночним дебалансним віброзбуджувачем.

Виклад основного матеріалу дослідження. На рисунку 1 –представлена установка для виготовлення бордюрного каменю та поребриків, яка складається з рухомої рами 3, встановленої на віброопори 1. Віброзбуджувач 6 кріпиться до підвібраторної плити 4 знизу рухомої рами. Форма 2 устанавлюється спеціальними кріпильними отворами на відповідні

виступи на рухомій рамі. Одночасно формується шість виробів. По закінченні процесу ущільнення, форма знімається і замінюється на іншу.

Таблиця 1

Геометричні характеристики поребриків, мм

№ з/п	Довжина,	Ширина,	Висота,
1	1000	80	200
2	1000	150	300
3	1000	290	300
4	1500	150	300
5	3000	150	300
6	3000	180	300
7	3000	290	300
8	3000	150	450

Форма має зйомні та незйомні перегородки з уклонами для полегшення видалення відформованих виробів після їхнього твердіння.

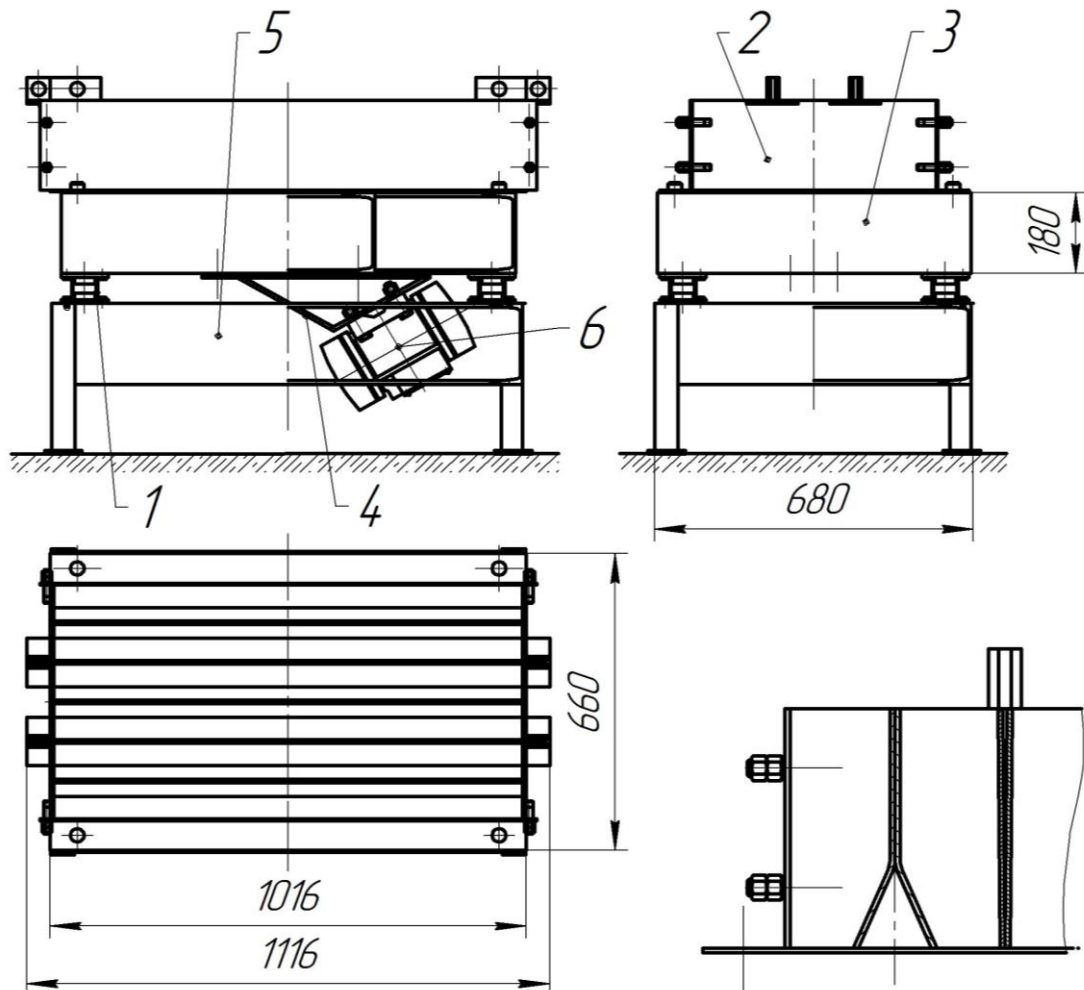


Рисунок 1. Установка для виготовлення бордюрного каменю та тротуарної плитки: 1 – віброопора; 2 – форма; 3 – рухома рама; 4 – під-вібраторна плита; 5 – основа (нерухома рама); 6 – віброзбуджувач.

Пружна опора [5, 6] (рисунок 2) виконана із металевих і гумових елементів і працює наступним чином. Болтами кріпиться до нерухокої рами, установлюється отворами у кріпильному елементі корпус. Гайки на болтах затягуються, кріпильний елемент опори стискається і щільно прилягає до болтів, фундаменту та притискного елемента. Рухома

рама вібраційної установки вільно установлюється на горизонтальну площадку у верхній частині опори і утримується на пружній опорі за рахунок того, що амплітуда коливань робочого органа значно менша від осадки пружної опори від ваги робочого органа. Виступ і кріпильний елемент опори працюють як тверде тіло, а сам корпус за рахунок пружних деформацій має можливість здійснювати вібраційні коливання як у вертикальній, так і у горизонтальній площинах та забезпечувати віброізоляцію фундаменту. Отвір, розташований на вертикальній осі пружної опори, сполучається з атмосферою і сприяє відводу тепла з внутрішньої поверхні опори.

Виготовлено дослідний зразок запропонованої установки (рис. 3). Будуть проведені експериментальні дослідження вібраційної установки відповідно до програми і методики проведення випробувань.

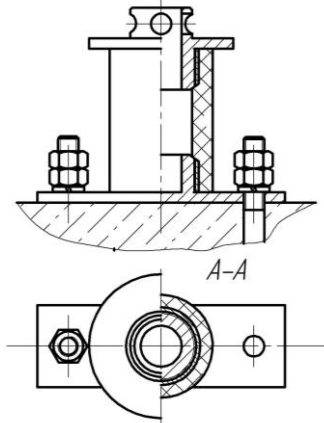


Рисунок 2. Циліндрична віброопора.



Рисунок 3. Віброустановка для формування поребриків.

Висновок. Аналіз існуючого віброформувального обладнання дав змогу раціонально підійти до проектування установки для формування поребриків та бордюрного каменю за рахунок усунення недоліків попередніх 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. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для підприємств будівельної індустрії / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2002. – Вип. 9. – С.90 – 93.
3. Олехнович К.А. Потребительские качества современных виброплощадок / К.А. Олехнович., Ю.И. Виноградов., Н.П. Нестеренко // Строительные и дорожные машины. – 1991. – №8. – С.14 – 16.
4. Вікторов Ю.Є. Аналітичні дослідження закономірностей просторового руху робочого органа вібраційної установки з двома дебалансними віброзбудниками / Ю.Є. Вікторов, М.П. Нестеренко, О.В. Орисенко. // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво) – Полтава: ПДТУ, 2000. – Вип. 5 – С.53 – 62.
5. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Скляренко, М.М. Нестеренко. – Патент на корисну модель №u200610919; Заявл. 16.10.2006; Опубл. 25.05.2007. – Бюл. – 2007. – №7. – 4 с.
6. Пружна опора для вібраційних пристроїв / М.П. Нестеренко, Т.О. Скляренко, М.М. Нестеренко. – Деклараційний патент на винахід №69059 А МПК F16F3/07 Україна. – №u2003098610; Заявл. 22.09.2003; Опубл. 15.07.2004. – Бюл. – 2004. – №7. – 4 с.
7. Олехнович К.А. Выбор технологических режимов уплотнения бетонных смесей на виброплощадках. – Бетон и железобетон. – 1976. – №10. С. 10-12.

УДК 693.546

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

АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ ПРИВОДНИХ МЕХАНІЗМІВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

АНОТАЦІЯ. Для роликкових формувальних установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекуперативним приводом на два формувальні візки, енергетично зрівноваженим приводом на три формувальні візки та зрівноваженим приводом на чотири формувальні візки прослідковано зміну кутової швидкості кривошипу установки з моменту пуску і при усталеному режимі руху. Проведений аналіз нерівномірності руху та динамічності при використанні вказаних приводів.

Ключові слова: роликкова формувальна установка, приводний механізм, кутова швидкість, прискорення, нерівномірність руху, динамічність, аналіз.

SUMMARY. For roller forming installations with the crank-ram drive on one forming cart, the recuperation drive on two forming carts, energetically balanced drive on three forming carts and the balanced drive on four forming carts tracked change of angular speed of a crank from the moment of start-up and at the set movement mode. The analysis of unevenness of the movement and dynamism when using of the specified drives is carried out.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, angular speed, acceleration, unevenness of the movement, dynamism, analysis.

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1-3]. Під час постійних пускогальмівних режимів руху виникають значні динамічні навантаження в елементах приводного механізму та в елементах формувального візка, що може привести до передчасного виходу установки з ладу.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликкового 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 енергозатрат на забезпечення технологічного процесу ущільнення бетонної суміші та розвантаження приводного механізму було розроблено удосконалені конструкції приводних механізмів роликкових формувальних установок [4-8].

На рис. 1 представлено роликкову формувальну установку з рекуперативним приводом, яка складається з двох спарених візків [4], що приводяться в зворотно-поступальний рух від єдиного привода, до складу якого входять два кривошипно-повзунні механізми, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені між собою на кут $\pi/2$.

Установка вміщує в собі два пристрої, що розташовані по різні боки відносно приводного вала. Кожний із пристроїв вміщує в собі змонтовані на порталах 9 та 10 формувальні візки 1 та 2, які здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних. Візок 1 складається з подавального бункера 11 та із співвісних секцій укочувальних роликів 12, встановлених в горизонтально-рухомій рамі 8 з розподільчим бункером. Таку ж конструкцію має і другий формувальний візок. Візки 1 та 2 з розподільчими бункерами приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою єдиного привода, виконаного у вигляді кривошипно-повзунного механізму. Кривошипи 3 та 4 жорстко закріплені на приводному валу 5,

зміщені між собою на кут $\pi/2$ та з'єднані з шатунами 6 і 7, а шатуни в свою чергу з'єднані з візками 1 і 2 відповідно.

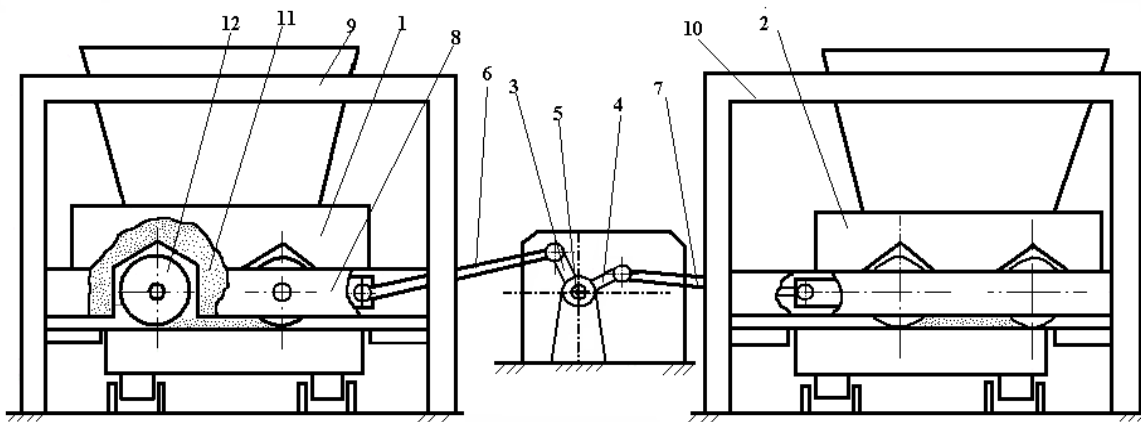


Рисунок 1. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом.

Така конструкція формувальної установки дозволяє здійснювати передачу енергії від одного візка, який здійснює процес гальмування, до другого, який в цей момент здійснює процес розгону. Для забезпечення ущільнення залізобетонних виробів на одній технологічній лінії запропонована конструкція установки [5] з розташуванням формувальних візків паралельно між собою з однієї сторони приводного валу з використанням вказаного вище приводного механізму (рис. 2, а). На рис. 2, б зображена кінематична схема роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії. На даній кінематичній схемі r – радіус кривошипів 5 та 6; l – довжина шатунів 3 та 4; φ – кутова координата положення кривошипа першого візка; $\Delta\varphi$ – кут зміщення одного кривошипа відносно другого; x_1 та x_2 – координати центрів мас візків 1 та 2 відповідно; β_1 та β_2 – кутові координати, що визначають положення шатунів першого та другого візків відносно горизонталі.

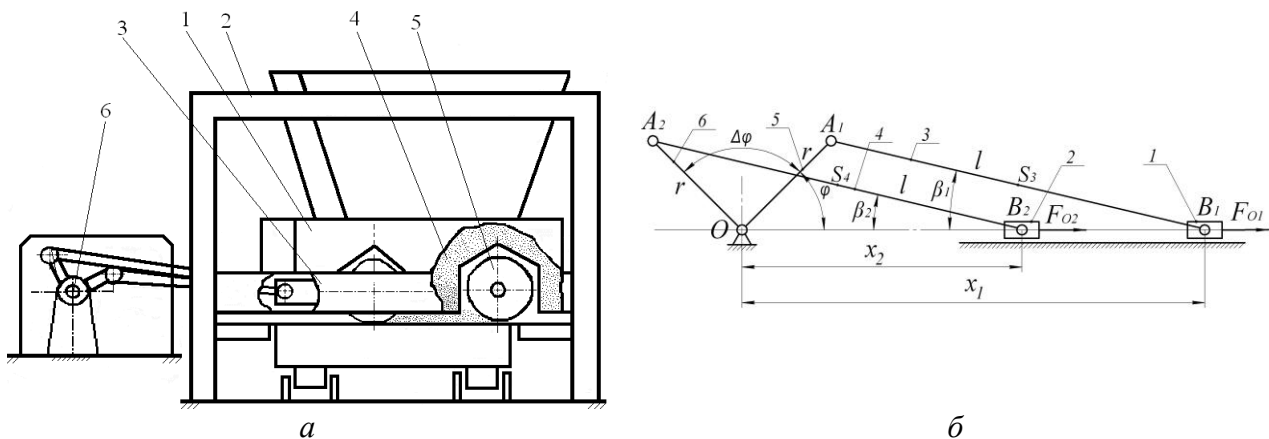


Рисунок 2. Роликова формувальна установка з рекупераційним приводом для формування залізобетонних виробів на одній технологічній лінії (а) та її кінематична схема (б).

На рис. 3, а представлена роликова формувальна установка з енергетично зрівноваженим приводом, яка складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, що виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного привода з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$

[6]. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного вала для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. На рис. 3, б представлено кінематичну схему роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом.

На рис. 4, а представлена роликів формувальна установка з врівноваженим приводом, яка складається з нерухомого порталу та чотирьох формувальних візків, що виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного привода з чотирма кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно іншого на кут $\Delta\varphi = 90^\circ$ [7, 8]. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного вала для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. На рис. 4, б представлено кінематичну схему роликів формувальної установки з врівноваженим приводом.

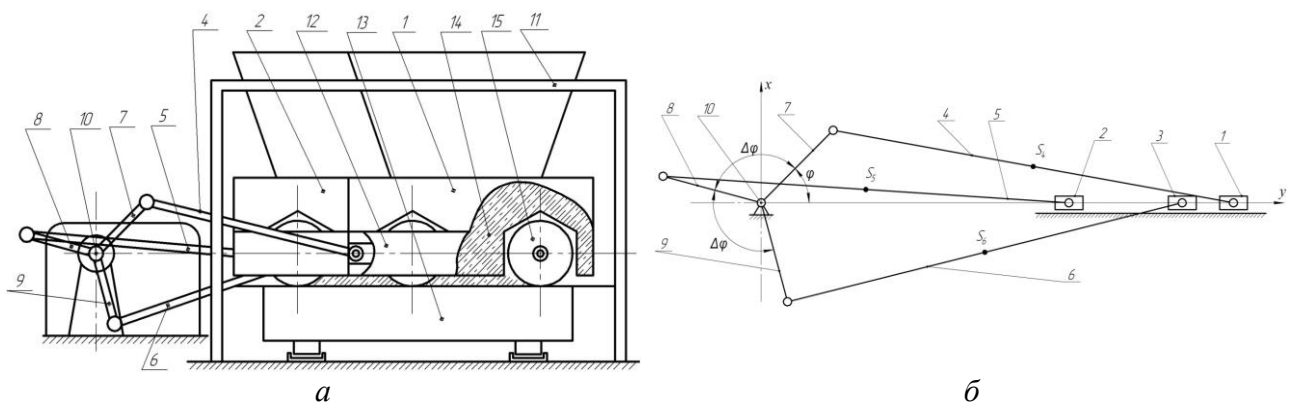


Рисунок 3. Роликів формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

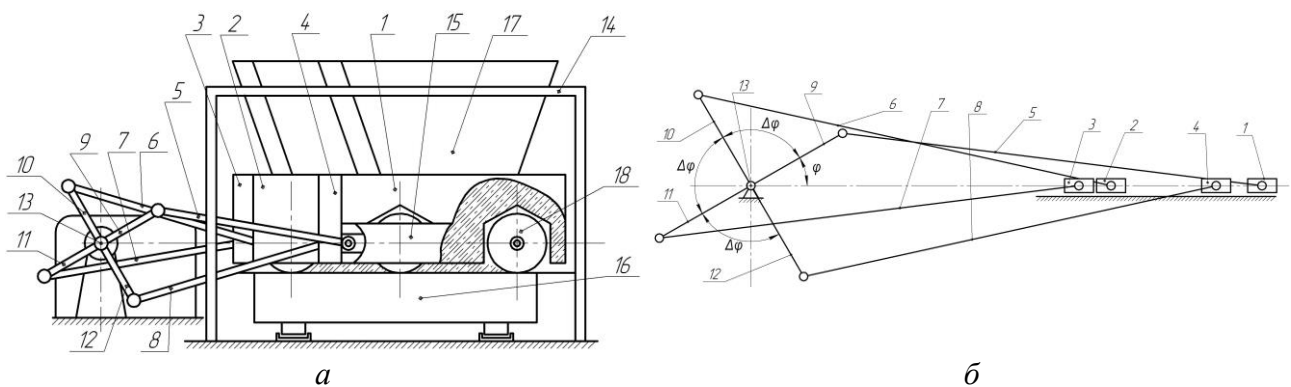


Рисунок 4. Роликів формувальна установка з врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).

В таких установках спостерігається значна нерівномірність руху формувальних візків під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші, що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки. Тому актуальною є задача аналізу нерівномірності руху роликів формувальних установок з описаними вище приводними механізмами.

Метою даної роботи є аналіз нерівномірності руху приводних механізмів машин роликів формувальних установок.

Виклад основного матеріалу дослідження. Нерівномірність руху в першому наближенні може бути визначена для формувальної установки представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу.



Для такої моделі запишемо диференційне рівняння руху:

$$I_{3\phi}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{3\phi}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi), \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $I_{3\phi}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил, враховуючи силу опору переміщенню формувальних візків та силу тяжіння шатунів.

Рівняння (1) являє собою нелінійне рівняння першого порядку, яке не піддається аналітичному інтегруванню. Тому для його розв'язку використаємо чисельний метод, запропонований професором Барановим [9]. Згідно з цим методом рівняння (1) представимо у вигляді:

$$2 \cdot I_{3\phi}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{3\phi}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega) - M_o(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Замінивши в рівнянні (2): $d\varphi \approx \Delta\varphi$ – крок інтегрування; $dI_{3\phi} \approx I_{3\phi(i+1)} - I_{3\phi(i)}$; $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$; $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$; отримаємо:

$$2 \cdot I_{3\phi(i)} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{3\phi(i+1)} - I_{3\phi(i)}) = 2 \cdot \frac{M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)}{\omega_i} \cdot \Delta\varphi, \quad (3)$$

де φ_i , ω_i , $I_{3\phi(i)}$, $M_p(\omega_i)$, $M_o(\varphi_i)$ – відповідно кутова координата кривошипа, кутова швидкість кривошипа, момент інерції, рушійний момент та момент сил опору зведені до осі обертання кривошипа в положенні i ($i=0,1,2,\dots,n$); n – кількість точок розрахунку; φ_{i+1} , ω_{i+1} , $I_{3\phi(i+1)}$ – відповідно кутова координата, швидкість та момент інерції механізму зведений до осі повороту кривошипу в положенні $i+1$.

Розв'язавши рівняння (3) відносно ω_{i+1} , отримаємо:

$$\omega_{i+1} = \frac{[M_p(\omega_i) - M_o(\varphi_i)] \cdot \Delta\varphi + (3 \cdot I_{3\phi(i)} - I_{3\phi(i+1)}) \cdot \omega_i}{I_{3\phi(i)} \cdot \omega_i + 2 \cdot I_{3\phi(i)}}. \quad (4)$$

Для розв'язку рівняння (4) для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом (рис. 2) знайдемо всі необхідні характеристики установки.

Визначаємо зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$:

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + G_3 \cdot \frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} + G_4 \cdot \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}, \quad (5)$$

де F_0 – сила опору переміщенню формувального візка, яка розрахована за методикою, наведеною в роботі [3]; $G_3 = G_4 = l \cdot q \cdot g$ – сила тяжіння шатунів 3 та 4 (рис. 2); l – довжина шатуна; q – маса одиниці довжини шатуна; $g = 9.81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi}$ – перші передаточні функції центрів мас відповідно візків 1 і 2 та

вертикальних складових центрів мас шатунів 3 і 4, які визначаються наступними виразами:

$$\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right);$$

$$\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \quad (6)$$

$$\frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos \varphi; \quad \frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} = \frac{r}{2} \cdot \cos(\varphi + \Delta\varphi). \quad (7)$$

Для роликової формувальної установки з параметрами $r = 0,2\text{ м}$; $l = 0,8\text{ м}$; $q = 80\text{ кЗ/м}$ визначено силу опору $F_0 = 3562\text{ Н}$, яка необхідна на переміщення формувального візка з двома укочувальними роликами радіусом $R = 0,1\text{ м}$ для формування виробів з наступними характеристиками: висота виробу – $h_0 = 0,22\text{ м}$, ширина виробу – $B = 1,164\text{ м}$; тип суміші, що ущільнюється – дрібнозерниста суміш; вологість бетонної суміші – $W = 10\%$; потрібна щільність виробу – $k_{\text{ущ}} = 0,98$; величина максимального контактного тиску, що забезпечує $k_{\text{ущ}} = 0,98$ при $W = 10\%$, за експериментальними даними $p = 625\text{ кПа}$ [3].

Зводимо зовнішні сили до осі повороту кривошипа і представляємо у вигляді моменту сил опору переміщенню формувального візка від кута повороту кривошипа, який зображено на рис. 5. Середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа становить:

$$M_{\text{опр}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \int_0^{2\pi} M_o(\varphi) \cdot d\varphi = 907,03\text{ Н} \cdot \text{м},$$

Після цього визначаємо номінальну розрахункову потужність двигуна:

$$P_n = \frac{M_{\text{опр}} \cdot \omega_1}{10^3 \cdot \eta} = \frac{907,03 \cdot 10,5}{10^3 \cdot 0,9} = 10,58\text{ кВт},$$

де $\omega_1 = 10,5\text{ рад/с}$ – кутова швидкість кривошипу; $\eta = 0,9$ – ККД приводу.

За цими даними вибрано асинхронний електродвигун з короткозамкненим ротором серії 4А основного виконання 4А132S6У3 [10] з параметрами: $\omega_o = 104,72\text{ рад/с}$, $\omega_n = 102,1\text{ рад/с}$, $\omega_{\text{кр}} = 94,95\text{ рад/с}$ – синхронна, номінальна та критична швидкості обертання ротора двигуна; $I_{\text{об}} = 0,138\text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції ротора двигуна; $M_n = 129,24\text{ Н} \cdot \text{м}$ – пусковий момент; $M_n = 107,7\text{ Н} \cdot \text{м}$ – номінальний момент; $M_{\text{кр}} = 215,4\text{ Н} \cdot \text{м}$ – критичний момент; $\lambda = \frac{M_{\text{кр}}}{M_n} = 2$ – відношення критичного моменту до номінального. Також підібрано з'єднувальну муфту МУВП [11] з номінальним передаваним моментом $M_{\text{мю.м}} = 500\text{ Н} \cdot \text{м}$ і моментом інерції $I_m = 0,32\text{ кг} \cdot \text{м}^2$ та редуктор Ц2-400 з передаточним числом $i_{\text{нр}} = 9,8$ і моментом інерції $I_{\text{ред}} = 0,046\text{ кг} \cdot \text{м}^2$.

Для вибраного електродвигуна за нижченаведеною формулою Клосса побудовано механічну характеристику:

$$M(\omega) = 2 \cdot M_{\text{кр}} \cdot \frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{\text{кр}})}{1 + \left[\frac{(\omega_o - \omega) / (\omega_o - \omega_{\text{кр}})}{(\omega_o - \omega_{\text{кр}})} \right]^2}. \quad (8)$$

Виходячи із залежності (8), визначено рушійний момент на валу кривошипа:

$$M_p = M(\omega) \cdot i_{\text{нр}} \cdot \eta. \quad (9)$$

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки:



$$I_{зв} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s3}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s3} \cdot \left(\frac{\partial \beta_1}{\partial \varphi} \right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 + l \cdot q \cdot \left[\left(\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial y_{s4}}{\partial \varphi} \right)^2 \right] + I_{s4} \cdot \left(\frac{\partial \beta_2}{\partial \varphi} \right)^2, \quad (10)$$

де $I_o = I_{об} + I_m + I_{ред} = 0,138 + 0,32 + 0,046 = 0,504 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; $m_1 = m_2 = 1000 \text{ кг}$ – маса формувальних візків 1 та 2; $I_{s3} = I_{s4} = \frac{q \cdot l^3}{12}$ – власний момент інерції шатунів 3 та 4 відносно їх центрів мас; β_1, β_2 – кутові координати положення шатунів 3 та 4 відповідно;

$$\frac{\partial x_{s3}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad \frac{\partial \beta_1}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2 \varphi}};$$

$$\frac{\partial x_{s4}}{\partial \varphi} = -r \cdot \sin(\varphi + \Delta\varphi) \cdot \left(1 + \frac{r}{2 \cdot l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}} \right); \quad \frac{\partial \beta_2}{\partial \varphi} = \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos(\varphi + \Delta\varphi)}{\sqrt{1 - r^2/l^2 \cdot \sin^2(\varphi + \Delta\varphi)}}.$$

На основі вищенаведених залежностей побудовано графік зміни зведеного до осі повороту кривошипа моменту інерції установки від кута його повороту за цикл (рис. 6).



Рисунок 5. Графік зміни зведеного моменту сил опору на переміщення формувальних візків в залежності від кута повороту кривошипа.

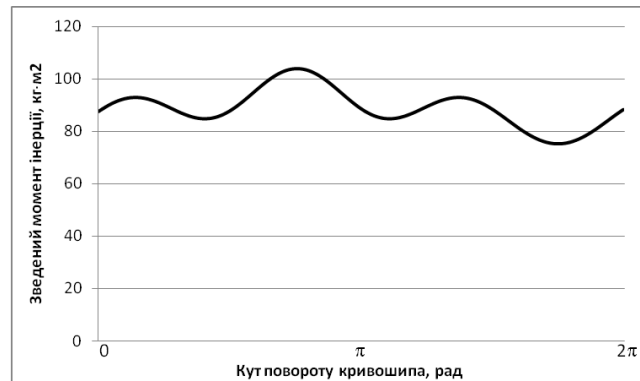


Рисунок 6. Графік зміни зведеного моменту інерції установки в залежності від кута повороту кривошипа.

Підставивши отримані залежності в рівняння (4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), отримаємо графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 7).

Час, що відповідає значенню кутової швидкості ω_{i+1} може бути визначений залежністю:

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (11)$$

за допомогою якої отримано кутове прискорення кривошипу:

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (12)$$

де t_i та t_{i+1} – відповідно значення часу руху в положеннях кривошипу i та $i + 1$.

За допомогою залежності (12) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу (рис. 8).

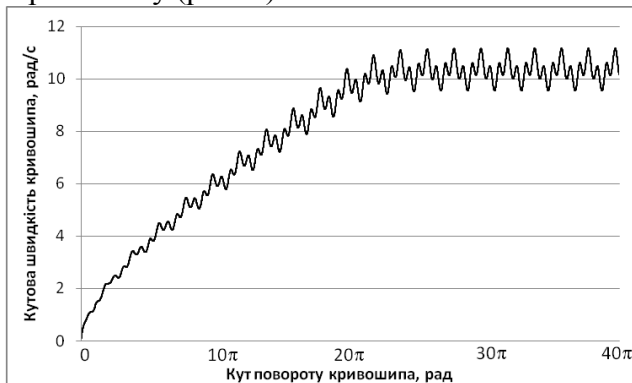


Рисунок 7. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки в залежності від кута його повороту.

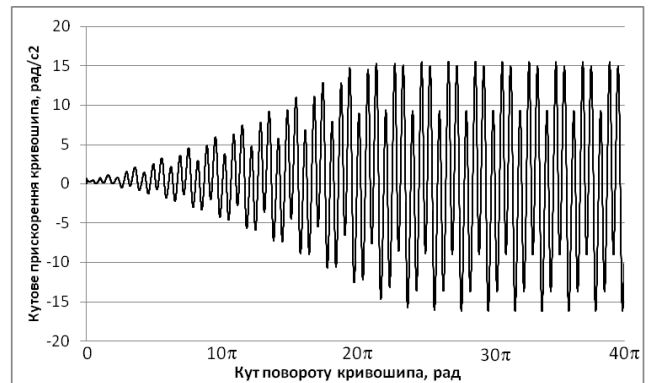


Рисунок 8. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки в залежності від кута його повороту.

Проаналізувавши графіки на рис. 7 та 8, можна побачити, що протягом 12 обертів кривошипа його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 12 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипа досягає усталеного режиму руху. Це значить, що з моменту пуску установка виходить на режим усталеного руху за 12 повних обертів кривошипа.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,546 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,166 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,356 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [9]:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,166 - 9,546}{10,356} = 0,156. \quad (13)$$

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -15,583 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 15,583 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [9]:

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{15,583}{10,356^2} = 0,1453. \quad (14)$$

Для сумарної оцінки технологічних та динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [12]:

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,166 - 9,546)^2}{10,356^2} + \frac{15,583}{10,356^2} = 0,1696. \quad (15)$$

За описаною вище методикою отримано функцію зміни зведеного моменту сил опору на переміщення формувальних візків установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки. Для вказаних установок визначено середнє значення зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа, обчислено номінальну розрахункову потужність двигуна та підібрано електродвигун, з'єднувальні муфти та редуктор. Для кожної із вказаних установок із врахуванням параметрів двигуна, з'єднувальних муфт та редуктора отримано функцію зміни зведеного моменту інерції.

Підставивши отримані залежності у вирази (4) та (12) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ($i = 0$), отримано графіки зміни кутової швидкості та кутового

прискорення кривошипа в залежності від кута його повороту для установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки (рис. 9-11).

Аналіз графіків на рис. 9-11, показує, що для виходу з моменту пуску на режим усталеного руху установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок необхідно здійснити 7 обертів кривошипа, установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки необхідно 13 обертів та установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки – 8 обертів.

На усталеному режимі руху кривошип установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок обертається з кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 7,898 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,5612 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 9,7296 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,3765$. Кутове прискорення кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -48,67 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 48,67 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху становить $H = 0,51412$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху дорівнює $k_p = 0,656$.

В установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки кривошип обертається з кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,714 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 10,845 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,263 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,11$. Кутове прискорення кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -17,307 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 17,778 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху становить $H = 0,169$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху дорівнює $k_p = 0,181$.

В установці з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки кривошип обертається з кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від $\omega_{\min} = 9,02 \text{ рад/с}$ до $\omega_{\max} = 11,752 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення дорівнює $\omega_{\text{сеп}} = 10,288 \text{ рад/с}$, а коефіцієнт нерівномірності руху становить $\delta = 0,265$. Кутове прискорення кривошипа змінюється в межах від $\varepsilon_{\min} = -29,55 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{\max} = 26,031 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху становить $H = 0,2792$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху дорівнює $k_p = 0,3497$.

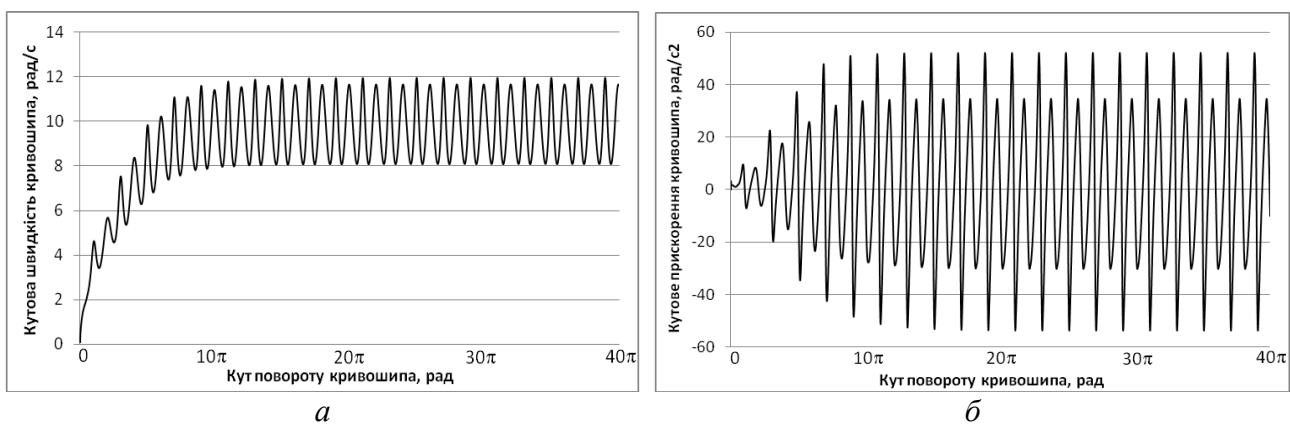


Рисунок 9. Графіки зміни кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) кривошипа в залежності від кута його повороту установки з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок.

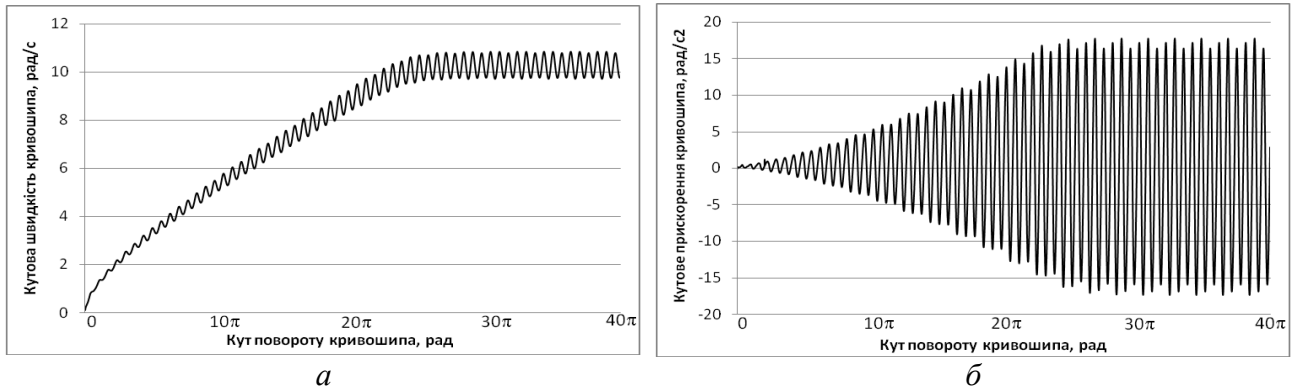


Рисунок 10. Графіки зміни кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) кривошипа в залежності від кута його повороту установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки.

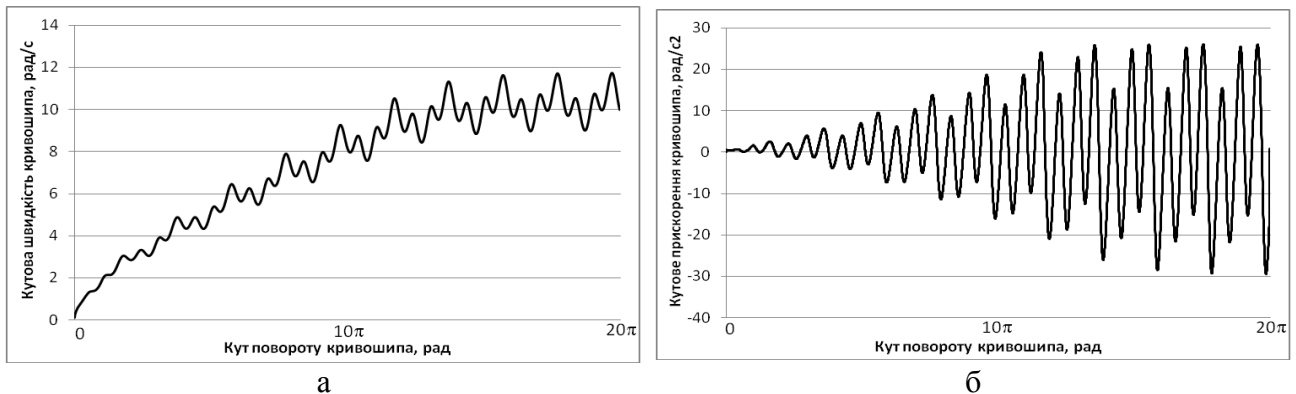


Рисунок 11. Графіки зміни кутової швидкості (а) та кутового прискорення (б) кривошипа в залежності від кута його повороту установки з врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

Отримані результати представлені в табл. 1.

Таблиця 1

Результати розрахунків

Установка з кількістю візків*	δ	H	k_p
1	0,3765	0,51412	0,656
2	0,156	0,1453	0,1696
3	0,11	0,169	0,181
4	0,265	0,2792	0,3497

*Примітка. Кількість візків в установці: 1– установка з кривошипно-повзунним приводом на один візок; 2 – установка з рекуперативним приводом на два візки; 3 – установка з енергетично врівноваженим приводом на три візки; 4 – установка з врівноваженим приводом на чотири візки.

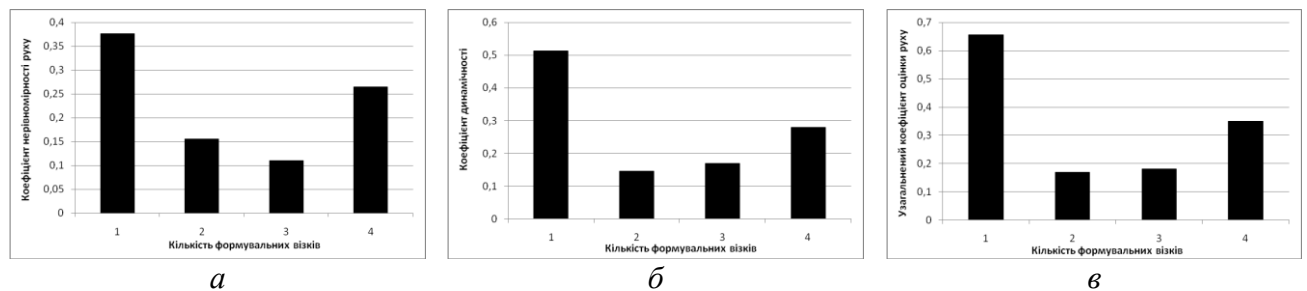


Рисунок 12. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ (а), коефіцієнта динамічності H (б) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p (в) в залежності від кількості візків в установці (від виду приводу).

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху δ , коефіцієнта динамічності H та узагальненого коефіцієнта оцінки руху k_p в



залежності від кількості формувальних візків, тобто від виду приводного механізму (рис. 12).

Аналіз даних табл. 1 та графіків на рис. 12 показує, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень проаналізовано нерівномірність руху та динамічність роликів формувальних установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок, рекупераційним приводом на два формувальні візки, енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки та врівноваженим приводом на чотири формувальні візки.

2. Встановлено, що мінімальне значення коефіцієнта нерівномірності руху спостерігається в установці з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, а коефіцієнт динамічності та узагальнений коефіцієнт оцінки руху мають мінімальне значення в установці з рекупераційним приводом на два формувальні візки.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликів 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 роликів формування 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 роликів формування бетонных смесей. / В.Т. Рюшин. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.
4. Патент України на винахід № 67091 А. Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Гарнець В.М., Почка К.І. – № u2003076371 заявл. 08.07.2003; опубл. 15.06.2004, Бюл. № 6.
5. Патент України на винахід № 70523 А. Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Гарнець В.М., Почка К.І. – № u20031110814 заявл. 28.11.2003; опубл. 15.10.2004, Бюл. № 10.
6. Патент 50032 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Почка К.І. – № u 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.
7. Патент 32838 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № u 20041108955 заявл. 02.11.2004; опубл. 10.06.2008, Бюл. № 11.
8. Патент 7884 U Україна, МКВ В28В13/02 / Установка для формування виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І., Бичевський В.М. – № u 20041209993 заявл. 06.12.2004; опубл. 15.07.2005, Бюл. № 7.
9. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. / И.И. Артоболевский. – М.: Наука. – 1975. – 640 с.
10. Электротехнический справочник Т. 2. Электротехнические изделия и устройства / Под ред. профессоров МЭИ (гл. ред. И.Н. Орлов) – 7-е изд., испр. и доп. – М: Энергоатомиздат, 1986. – 712 с.
11. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. / А.Е. Шейнблит. – М.: Высш. шк., 1991. – 432 с.
12. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин. / В.С. Ловейкин. // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника. – 1989. – С. 16-18.

УДК 621.928.23

С.В.Орищенко, к.т.н., доц. КНУБА

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТА

АНОТАЦІЯ. Розроблено методику визначення основних параметрів вібраційного грохота для сортування заповнювачів бетонних виробів. Запропоновано схему для визначення продуктивності та швидкості з урахуванням впливу матеріалу на параметри вібраційного грохота.

ABSTRACT. The technique of determining the main parameters of vibrating screen for sorting aggregates concrete products. The proposed scheme to determine the performance and speed with the influence of the material on the parameters of the vibrating screen.

Актуальність теми. Сучасні вимоги до якості будівельних виробів потребують ретельного підбору компонентів складових які утворюють майбутній виріб. Суттєвий вплив на якість мають заповнювачі бетону, головним із яких є щебінь. Фракційний склад визначається відповідним забезпеченням параметрів віброгрохотів. В свою чергу робочий процес вібраційного грохота залежить від правильного вибору методики розрахунку параметрів. Тому актуальною є проблема точного визначення параметрів грохотів.

Аналіз досліджень. Дослідженню грохотів присвячено низка робіт [1,2,3], особливо в гірничій промисловості [7,12,13]. Дослідження робочого процесу в будівельній галузі значно менше [4,6,8], в яких, як правило, застосовується напівемпіричні та емпіричні залежності.

Мета статті. Розробка методики розрахунку основних параметрів вібраційного грохота на основі розгляду фізичних явищ впливу матеріалу на динаміку робочого процесу.

Методика та результати досліджень. Основна розрахункова схема робочого процесу (рис.1) визначена на основі досліджень [9,11], реально відтворюючих взаємодію щебеню із грохотом.

Основними параметрами робочого процесу вібраційного грохота є амплітуда і частота коливань, швидкість переміщення частинок по грохоту, та продуктивність. Саме визначення параметрів грохота і є метою даної роботи.

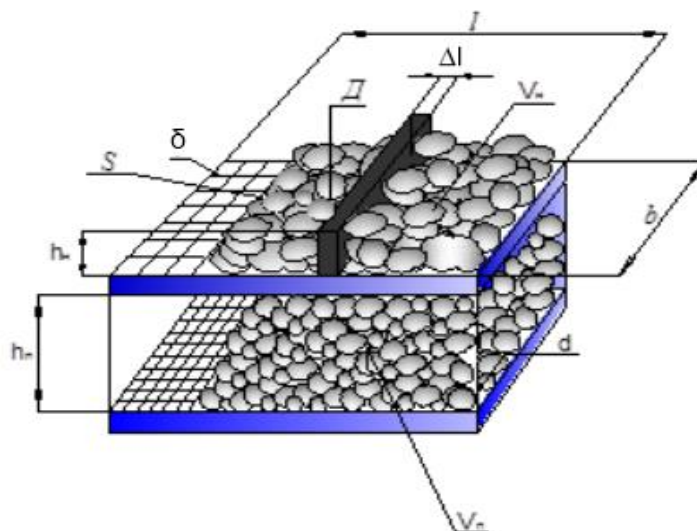


Рисунок 1. Схема розташування матеріалу на грохоті: L, b - довжина і ширина сита; h_n, h_p - висота надрешітного і підрешітного продукту; S - площа сита; Δl - ділянка сита; D, d - середній діаметр надрешітних і підрешітних продуктів; δ - товщина проволочок сита; V_n, V_p - об'єм надрешітного і підрешітного продукту.



Продуктивність визначається за формулою:

$$П = V / t = bhv = bhl / t = sh / t, \quad (1)$$

де V – об'єм шару матеріалу на ситі, m^3 ; t - час транспортування матеріалу по сити, s ; b - ширина сита, m ; l - довжина сита, m ; S - площа сита, m^2 ; h – середня висота шару на ситі, m ; v - швидкість транспортування, m/s .

Об'єм можна представити як суму об'ємів надрешітного і підрешітного матеріалів:

$$V = V_u + V_n = S_u h_u + S_n h_n, \quad (2)$$

Розділяючи сито по довжині на рівні ділянки Δl то

$$\Delta l = l / n = const, \quad (3)$$

де n - довільне число. Тоді об'єм V_n , розподілиться рівними порціями V_k по Δl :

$$V_k = \Delta l_k h_n b_n = const, \quad (4)$$

де k - номер відрізка Δl .

Розподілений таким чином по довжині l об'єм V_n утворює шар з вимірами паралелепіпеда, усереднюючи неоднорідність складових його зерен. Для продукту об'ємом V_n це означає, що всі чарунки сита, через які він отримується, для випадку щільного суміщення утворюється прямокутник, площа якого дорівнює S_n .

Статичний момент маси дебалансів:

$$m_0 r_0 = X_0 (m_k + cam_M) \quad (5)$$

Потужність грохота має дві складові: на сортування P_c і тертя в опорах $P_{тр}$.

На сортування для похилих грохотів з коловими коливаннями

$$P_c = \frac{X_0 \omega g m_M}{1000}, \text{кВт} \quad (6)$$

для горизонтальних само балансних

$$P_c = \left(\frac{X_0 \omega g m_M}{1000} \right) \sin \varphi, \text{кВт} \quad (7)$$

де $g=9,81 m/s^2$; φ – кут зсуву фаз ($\gamma = 35^\circ$). На тертя в опорах грохота

$$P_{mp} = \frac{F_0 \mu \left(\frac{d_u}{2} \right) \omega}{1000}, \text{кВт} \quad (8)$$

де $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$ - збурююча сила; $\mu = (0,005 \dots 0,008)$ зведений коефіцієнт тертя для підшипників кочення; d_u – діаметр цапфи вала під підшипником, m .

Загальна потужність двигуна, кВт:

для інерційних похилих грохотів з коловими коливаннями

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_c + P_{mp}}{\eta_m} \quad (9)$$

для горизонтальних само балансних грохотів

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_c + P_{mp}}{\eta_m} \left(0,5 + \frac{0,5}{\eta_{з.н.}} \right) \quad (10)$$

де η_m – ККД без урахування втрат у зубчатій передачі ($\eta_m = 0,9$); $\eta_{з.н.}$ – ККД зубчатої передачі вібробуджувача ($\eta_{з.н.} = 0,97$)

В наведених залежностях (1...10) необхідно мати значення амплітуди і частоти коливання та швидкості руху матеріалу. Ці параметри, як вихідні значення для технологічного процесу визначаються з розрахунків експериментально [10], або на попередньому етапі розрахунків за залежностями (табл.1).

Таблиця 1

Залежності для визначення параметрів робочого процесу сортування матеріалів

№	Форма коливань грохота	Аналітична залежність		
		Амплітуда	Частота	Швидкість
1	Напрявленні коливання	$X_0 = \frac{(4 + 140l_c)}{1000}, м$	$f = \frac{(1 + 12,5l_c)}{12X_0}, Гц$	$v_m = 0,74(X_0\omega - 0,23)м/с$
2	Колові коливання	$X_0 = 2,5...4,5мм$	$f = 4,42\sqrt{\frac{l_c}{X_0}}, Гц$	$v_m = 0,072K_{П1}K_{\beta}X_0f, м/с$

де $K_{П1}$ – поправочний коефіцієнт, який враховує продуктивність Π на 1 м ширини грохота, тобто відношення $\Pi:В$, м³/год.м (В-ширина грохота) (табл.2.); K_{β} – коефіцієнт, який враховує кут нахилу грохота, його можна вибрати за табл.3.

Таблиця 2

Значення коефіцієнтів

Продуктивність на 1м ширини верхнього або нижнього сита, м ³ /год.м	30	40	60	90	200
Коефіцієнти $K_{П1}$ і $K_{П2}$	1,5	1,2	0,9	0,8	0,7

Таблиця 3

Значення коефіцієнтів

β , град	8	10	12	14	16	18	20	22	24
K_{β}	0,96	1,46	2,1	2,9	3,9	5,08	6,5	8,1	10,1

Висновки

1. Запропонована методика розрахунку основних параметрів вібраційних грохотів, яка відображає реальний процес сортування матеріалів.
2. Практична реалізація методики потребує визначення вихідних параметрів фракційного складу та маси матеріалу на грохоті

Література

1. Бауман В.А., Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций / Клушанцев Б.В., Мартынов В.А.. – М.: Машиностроение, 1981. – 351 с.
2. Блехман И.И. Вибрационное перемещение / И.И.Блехман, Г.Ю.Джанелидзе. – М.:Наука, 1964. – 412с.
3. Вайсберг Л.А. Проектирование и расчеты вибрационных грохотов / Л.А.Вайсберг. – М.: Недра, 1986. – 144 с.
4. Гончаревич И.Ф. Динамика вибрационного транспортировки. / И.Ф.Гончаревич – М.: Наука, 1972. – 243 с.
5. Клушанцев Б.В., Машины и оборудования для производства щебней, гравия и песку / Б.В.Клушанцев, П.С.Ермолаев, А.А.Дудко. – М.: Машиностроение, 1976. – 182 с.
6. Мартынов В.Д. Строительные машины / В.Д.Мартынов, В.П.Сергеев. – М.: Высш. шк., 1990. – 303 с.
7. Надутый В.П, Вибрационное грохочение горной массы повышенной влажности / В.П.Надутый, В.В.Калиниченко, Днепропетровск НГУ Украины. 2004. – 135с.
8. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: підручник / І.І.Назаренко. – К.:КНУБА, 1999р. – 488с.
9. Назаренко І.І. Моделювання процесу руху матеріалу по грохоту / І.І. Назаренко, С.В. Орищенко // Техніка будівництва. – 2009. – №22. – С. 81– 84.
- 10.Орищенко С.В. Експериментальні дослідження робочих параметрів вібраційного грохота / С.В. Орищенко // Техніка будівництва. – 2009. – № 23. – С. 88–91.
- 11.Орищенко С.В. Теоретичні дослідження та визначення основних етапів руху вібраційного грохота / С.В. Орищенко // Техніка будівництва. – 2010. – № 24. – С. 44–47.
- 12.Потураев В.Н. Вибрационные транспортирующие машины / В.Н. Потураев, В.П. Франчук, А.Г. Червоненко. – М.: Машиностроение, 1964. – 328 с.
- 13.Сергеев В.П. Строительные машины и оборудование / В.П.Сергеев. – М.:Высш.шк., 1987. – 376с.



УДК.624.138.22

А.Т.Свідерський, канд. техн. наук, проф. КНУБА

СИНТЕЗ МОДЕЛЕЙ УЩІЛЬНЮЮЧИХ СЕРЕДОВИЩ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ ВІБРОУЩІЛЬНЮЮЧИХ МАШИН

АНОТАЦІЯ. Наведено огляд та аналіз моделювання будівельних сумішей та ґрунтів з метою розробки та раціонального розрахунку віброущільнюючих машин з урахуванням напружено-деформованого стану середовища.

Ключові слова: моделювання будівельних сумішей та ґрунтів, напружено-деформований стан середовища.

ANNOTATION. Analysis of construction mixtures and soils modeling was presented. Calculation of vibro-compacting machines rational parameters, took into account work environment stress strain state, was researched.

Key words: modeling of construction mixtures and soils, work environment stress strain state.

Постановка проблеми. При розрахунках параметрів віброущільнюючих машин однією із необхідних умов точного їх визначення є аргументований вибір моделі ущільнюваного середовища. Обумовлюється це тим, що забезпечення необхідних параметрів ущільнення визначається коректним врахуванням всіх сил опору, які в свою чергу оцінюються залежностями між σ та ξ середовища. Тому виникає проблема в обґрунтуванні і виборі найбільш раціональної математичної моделі ущільнюваної будівельної суміші.

Аналіз досліджень. Для надійного та економічно вигідного проектування споруд необхідно вміти визначати зміну напружень в шарі ущільнюваного ґрунту в умовах будівельного майданчика для забезпечення міцності при максимальних динамічних навантаженнях. Однак для вирішення цієї проблеми необхідно врахувати максимум критеріїв, визначення більшості з яких вимагає застосування складного математичного апарату.

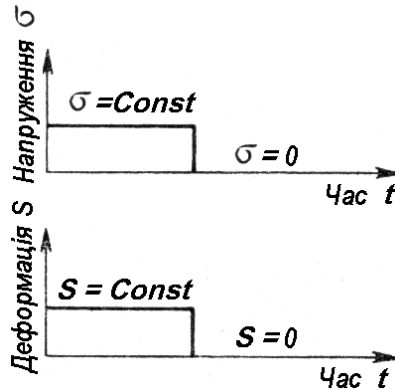
Виклад основного матеріалу. Рішення цієї задачі, із-за складності, отримують користуючись моделями, які в тій чи іншій мірі наближаються до дійсного руху системи: “машина-робоча суміш”. Для спрощення розрахунків, часто дію середовища замінюють дією сил, нехтуючи при цьому рухом суміші; або замінюючи віброущільнювач гармонійною силою. При цьому використана в першому випадку заміна, призводить до виключення суттєвого впливу суміші на роботу вібратора, що не відповідає дійсності; а в другому випадку дія ущільнювача враховується дуже наближено і не описує реальну картину зміни контактної тиску під плитою. Тому для отримання правильної уяви про рух машини необхідно розглядати спільний рух будівельної суміші та трамбовки з максимальним урахуванням фізико-механічних властивостей середовища та характеристик руху ущільнюючої машини.

Для врахування дії середовища та розрахунку ущільнюючих машин використовують наступні моделі:

Для визначення напружень та деформацій будівельної суміші шляхом розрахунку замість неї розглядається розрахункова механічна модель. Вона повинна відобразити основні механічні властивості суміші, але повинна бути вільною від деталей, які не відіграють суттєвої ролі для отримання поставленої мети.

Закони деформації різних середовищ в тому числі і будівельних сумішей можна проілюструвати за допомогою простих механічних, або як їх зараз називають, реологічних моделей. Найбільш загальною моделлю, яка використовується в механіці ґрунтів, є модель суцільного середовища, яка припускає, що деформації матеріала відбуваються без порушення суцільності та можуть бути описані безперервними функціями. Суцільне

середовище розглядається у більшості випадків, як квазіоднорідне та квазіізотропне. Модель суцільного середовища в свою чергу ділиться на три незалежні моделі: твердого тіла Гука (рис.1), пластичного тіла Сен-Венана (рис.2) та в'язкої рідини Ньютона (рис.3), які відповідають трьом фундаментальним властивостям ґрунтів: пружності, пластичності та в'язкості.

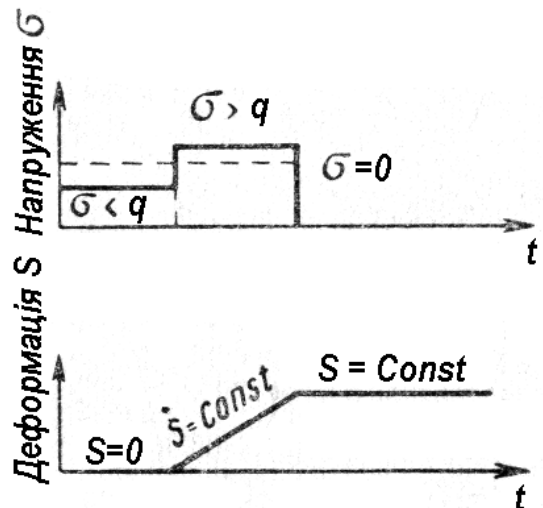
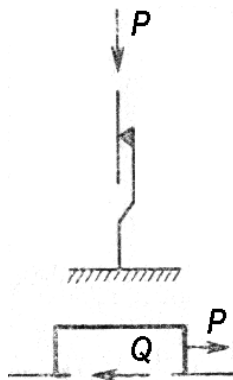


а) символічне зображення моделі

б) залежність питомого тиску σ від часу t та деформації s від часу t

в) залежність та деформації s від питомого тиску σ

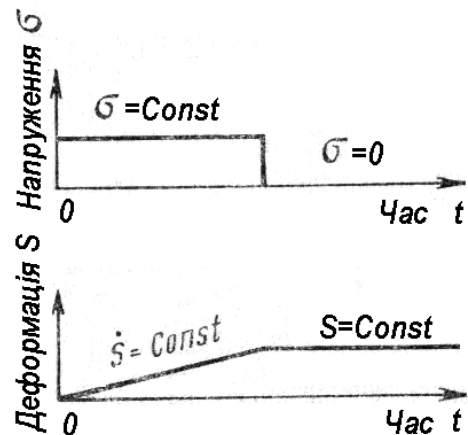
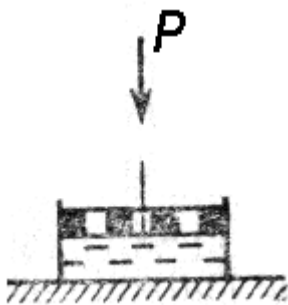
Рисунок 1. Модель пружного тіла Гука.



а) символічне зображення моделі

б) залежність питомого тиску σ від часу t та деформації s від часу t

Рисунок 2. Модель пластичного тіла Сен-Венана.



а) символічне зображення моделі

б) залежність питомого тиску σ від часу t та деформації s від часу t

Рисунок 3. Модель вязкої рідини Ньютона.



На комбінації цих вихідних моделей можна ілюструвати процеси деформації середовищ, які володіють більш складними властивостями, ніж вище перелічені. Так модель, зображена на рис.4 а відображає пружно-пластичне середовище, на рис.4 б – пружно-в'язке, на рис.4 в – в'язко-пластичне середовище на рис.4 г – середовище, деформація якого описується рівнянням Максвелла:

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{E} \cdot \frac{d\sigma}{dt} + \frac{\sigma}{\eta}$$

Деформація середовища з більш складною структурою зображена на рис.4 д,е.

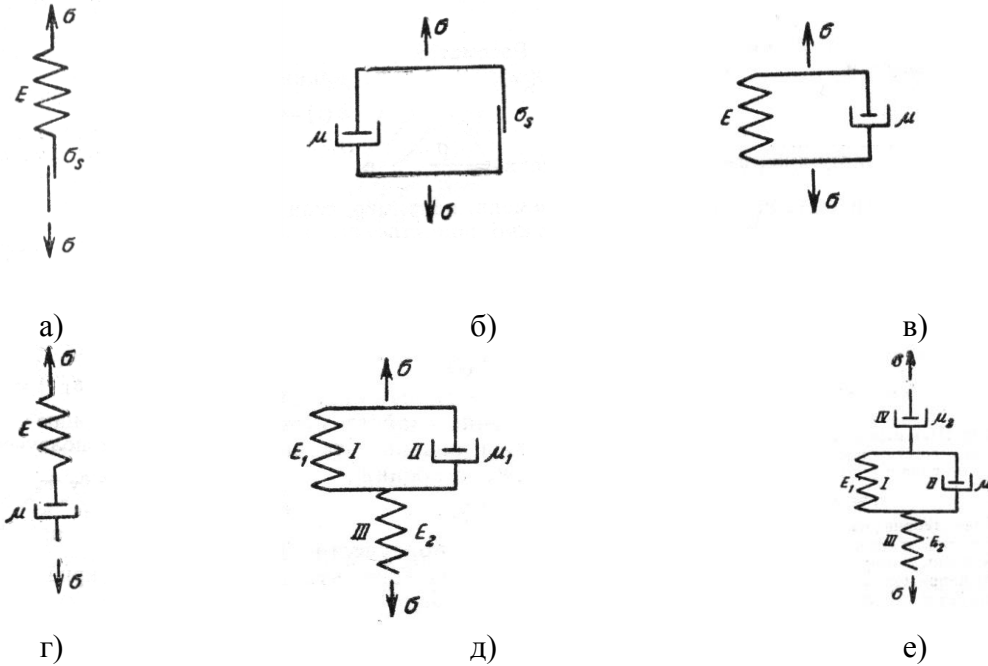


Рисунок 4. Комбіновані реологічні моделі.

Чим складніша реологічна модель, тим ближче вона до реального середовища. Прикладом може служити дискретна модель І.Я. Лучковського(рис.5).

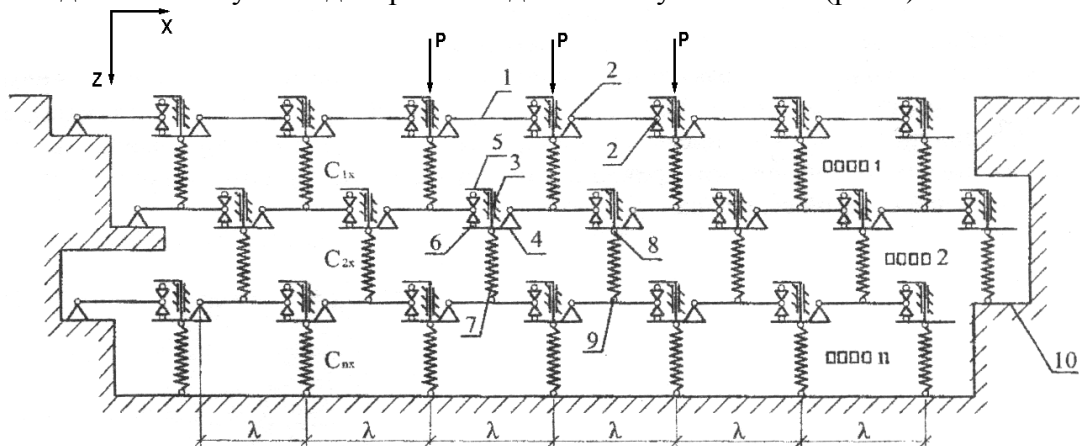


Рисунок 5. Плоска дискретна модель ґрунтової основи.

Вона складається з розподільних елементів 1, встановлених горизонтально в декілька ярусів, з шарнірами 2 на кінцях, з'єднаних між собою за допомогою штока 3, який має в нижній частині балку 4, а у верхній частині консоль 5. При цьому один з шарнірів 2 кожного розподільного елемента встановлено на катках 6 між балкою 4 та консоллю 5 з можливістю переміщення в горизонтальній площині. Кожна балка 4 з'єднана з податливим елементом стискування 7 шарніром 8, а елемент стискування 7 з'єднаний з розподільним елементом нижчележачого ярусу шарніром 9. Вся система розподільних

елементів 1 та штоків 3 встановлена на нерухомій рамі 10. Жорсткість змінних елементів стискання C_j може бути змінною, як по глибині, так і по простору, що дозволяє моделювати просторову неоднорідність реальних ґрунтових основ.

Але основна завада широкому впровадженню складних моделей – це складний математичний апарат для їх опису та аналізу. Тому сьогодні намагаються знайти золоту середину, яка б дозволила отримати оптимальний результат з мінімальними затратами коштів і часу.

Різноманіття ґрунтів і будівельних сумішей, а також їх властивостей, породили багато розрахункових моделей та їх комбінацій. Для врахування дії середовища при розрахунку ущільнюючих машин найчастіше використовують наступні моделі:

1. Для опису асфальтобетону – модель Максвелла (рис.6)

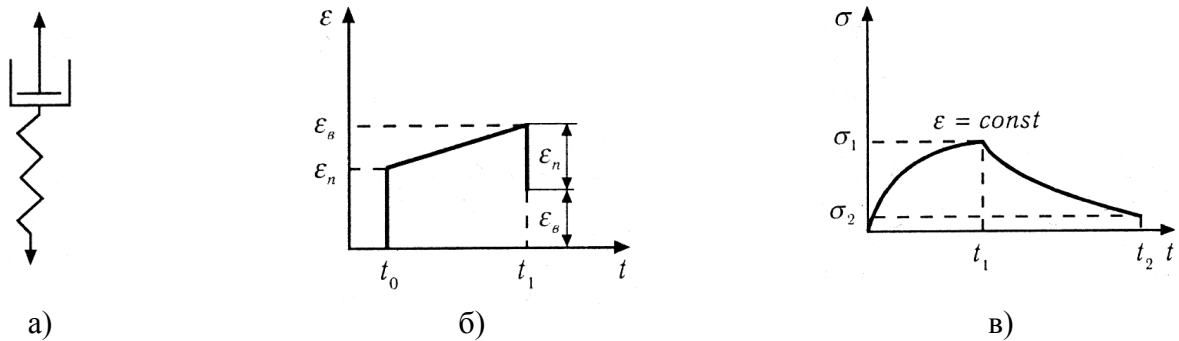


Рисунок 6. Модель Максвелла.

2. Для опису пастоподібних матеріалів (фарб), глиняного тіста, бетонної суміші – Модель Шведова – Бінгама (рис.7):

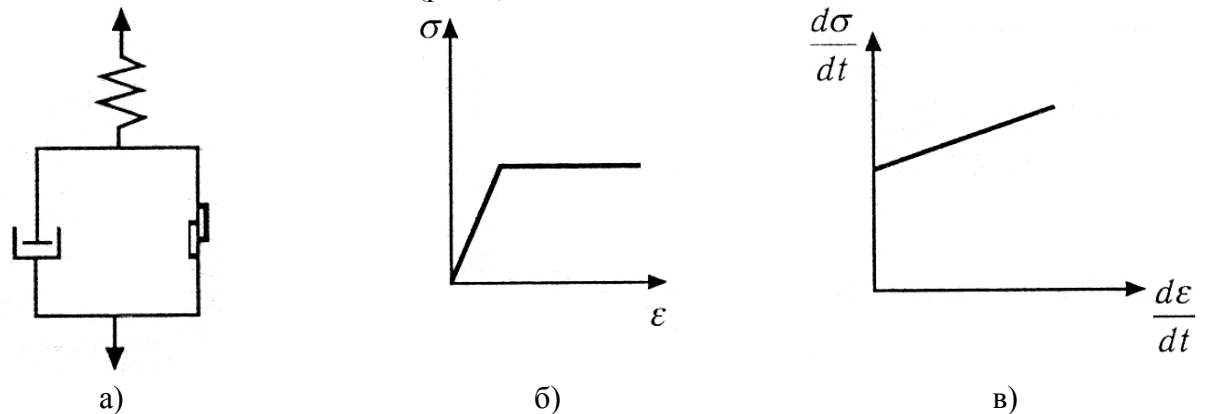


Рисунок 7. Модель Шведова-Бінгама.

3. Для бетонної суміші – модель Шофілда-Скотта-Блера (рис.8), яка є поєднанням моделей Бінгама та Кельвіна. Ця модель достатньо повно відображає головні механічні властивості бетонної суміші – її пружність (характеризується модулями зсуву G_1 та G_2), граничний опір зсуву ($\tau_0 = \sigma_0 \cdot \text{tg } \varphi$, де φ – кут внутрішнього тертя), справжню в'язкість (характеризується коефіцієнтом в'язкості η_1), здатність поглинати енергію при коливаннях та проявляти пружну післядію завдяки в'язкому опору з коефіцієнтом в'язкості η_2 :



Рисунок 8. Реологічна модель Шофілда – Скотта - Блера.

4. Для ґрунтів та жорстких бетонів:

1) Модель Фойгта (рис. 9)



Рисунок 9. Модель Фойгта.

Модель з двома пружними характеристиками (рис.10) визначає зв'язок між переміщеннями основи ω та навантаженням на нього R :

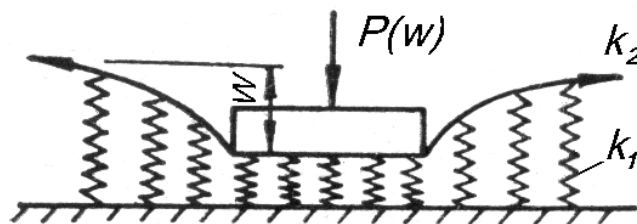


Рисунок 10.

При цьому ґрунт представлений основою з пружин жорсткістю k_1 на яку накладена розтягнута мембрана жорсткістю k_2 .

$$R = k_1 \cdot \omega + k_2 \left(\frac{\partial^2 \omega}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \omega}{\partial y^2} \right). \quad (1)$$

Основа представляє собою сукупність незв'язаних між собою пружин жорсткістю k_1 , на яку накладена без тертя однорідна всебічна розтягнута мембрана жорсткістю k_2 . Ця модель використана О.А.Савіновим для наближеного визначення коефіцієнтів пружного рівномірного та нерівномірного стиску, а також коефіцієнта пружного рівномірного зрушення. Ця модель визначає зв'язок між переміщеннями середовища w та динамічним навантаженням на нього.

1) Модель Вінклера-Фойгта (рис.11):

$$R(t) = k\omega(t) + B\dot{\omega}(t). \quad (2)$$

Де k - коефіцієнт жорсткості; B - коефіцієнт демпфування основи.

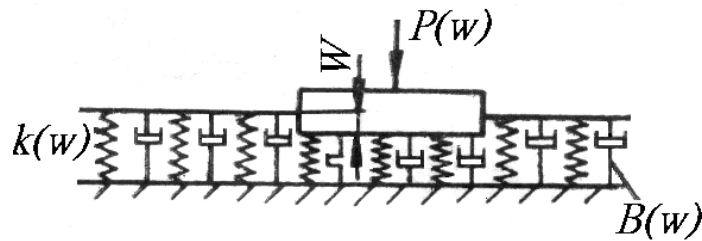


Рисунок 11.

На основі цієї моделі були розроблені всі нормативні документи в СРСР.

- 2) Модель однородного ізотропного пружного на півпросторі (рис. 12) визначає зв'язок між навантаженням, діючим на його поверхні $p(x, y)$, та його переміщенням $\omega(x, y)$:

$$\omega(x, y) = \int_{-\infty}^{\infty} \int_{-\infty}^{\infty} k(x, y) p(x, y) dx dy, \quad (3)$$

де $k(x, y)$ – функція, яка визначає переміщення точок поверхні напівпростору від діючої одиничної зосередженої сили.

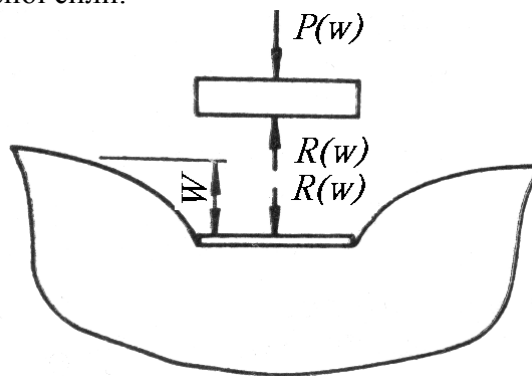


Рисунок 12.

Ця модель була використана Д.Барканом для отримання коефіцієнтів пружного рівномірного стискання, зсуву. Модель не враховує інерційність середовища та хвильову взаємодію машини та середовища.

Згідно з СНіП 11-19-79 середовище у взаємодії з машиною розглядається як пружно-в'язке, лінійно деформоване та безінерційне, пружні властивості якого характеризуються коефіцієнтами пружного рівномірного та нерівномірного стискання та зсуву, а дисипативні властивості – коефіцієнтами демпфування. При цьому диференціальне рівняння вимушених коливань має вигляд (для одномасної системи):

$$m\ddot{z} + B_z \dot{z} + k_z z = F_z e^{i\alpha t}, \text{ де}$$

$k_z z$ - сила пружності;

$B_z \dot{z}$ - сила демпфування.

При цьому: $k_z = C_z \cdot A$, де A – площа контакту, C_z – узагальнена пружна характеристика ґрунту.

$$C_z = b_0 \cdot E \left(1 + \sqrt{\frac{A_0}{A}} \right)$$



В процесі ущільнення машина та середовище здійснюють коливання по своїм, властивим лише їм, законам. І від того, як режим руху машини відповідає режиму коливань будівельної суміші, залежить ефективність передачі енергії робочим органом, а значить і якість віброущільнення. Передача енергії повинна враховуватись на всіх її етапах: в самій машині, при взаємодії робочої плити з ущільнюючим середовищем, та у самій будівельній суміші.

Висновки

Рішення цієї задачі, із-за складності, отримують користуючись моделями, які в тій чи іншій мірі наближаються до дійсного руху системи: “машина-робоча суміш”. Для спрощення розрахунків, часто дію середовища замінюють дією сил, нехтуючи при цьому рухом суміші; або замінюючи віброущільнювач гармонійною силою. При цьому використана в першому випадку заміна, призводить до виключення суттєвого впливу суміші на роботу вібратора, що не відповідає дійсності; а в другому випадку дія ущільнювача враховується дуже наближено і не описує реальну картину зміни контактного тиску під плитою. Тому для отримання правильної уяви про рух машини необхідно розглядати спільний рух будівельної суміші та трамбовки з максимальним урахуванням фізико-механічних властивостей середовища та характеристик руху ущільнюючої машини.

Література

1. Назаренко И.И., Гарнец В.Н., Выбор расчетной схемы вибрируемой бетонной смеси. В сб.: Горные, строительные и дорожные машины. – К: Техника, вып.21, 1976. – с. 87-90.
2. Сивко В.И. Основы маеханики вибрируемой бетонной смеси. – К: Выща школа, 1987. – 168 с.
3. Холодов А.М., Маслов А.Г. Исследование процесса уплотнения асфальтобетонных смесей вибрационным методом. В сб.: Горные, строительные, и дорожные машины. – К.: Техника, вып.16, 1973. – с.114-123.
4. Федулов А.И., Иванов Р.А., Пучков В.В. Ударное уплотнение грунтов. – Новосибирск, 1983. – 118с.
5. Форсблад Л. Вибрационное уплотнение грунтов и оснований. Пер. с англ. И.В. Гагариной. – М : Транспорт, 1987. – 188 с.
6. Попов Г.Н., Разумов С.В. Расчетная модель грунтоуплотняющих машин ударного действия. Изв. Вузов. : Строительство и архитектура. – 1986. - № 8 -8 с. 103-107.

Технологія і організація виробництва

УДК 339.03.621

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

МЕТОД ФОРМУВАННЯ ПРОЦЕСІВ ЕКСПЛУАТАЦІЇ БУДІВЕЛЬНОЇ ТЕХНІКИ НА ОСНОВІ ОЦІНКИ ВИДІВ ЗНОШЕННЯ

АНОТАЦІЯ. Здійснено дослідження технічного стану парку машин. Виявлено вплив ефектів зношення на робочий процес засобів механізації.

Ключові слова: технічний стан машин, види зношення.

ANNOTATION. The technical condition of industrial mashines was researched. The abrade effects influence on mechanization devices working process was discovered.

Key words: technical condition of industrial mashines, types of abrade.

Актуальність роботи. Трансформаційні процеси, що відбуваються у сучасній економіці України, висувають перед будівельним комплексом низку завдань по забезпеченню ритмічності та якості виконання будівельно-монтажних та спеціальних робіт. Це, в свою чергу, ставить перед будівельним підприємством необхідність вирішення задач формування раціонального складу та структури парку машин і механізмів відповідної потужності. Проблеми наявного складу парку машин і механізмів полягають в тому, що вони мають підвищений ступінь фізичного зносу, а низька технологічна продуктивність спонукає до застосування великої кількості техніки. Невідповідність якісного і кількісного складу парку машин і механізмів програмам робіт підрядних будівельних організацій знижує ефективність парку засобів механізації, збільшує частку витрат на утримання і експлуатацію наявної техніки, що гальмує можливості розвитку будівельної галузі в цілому.

Реалізація зазначених проблем у підрядному будівництві здійснюється створенням моделей нового змісту формування процесів експлуатації парку машин і механізмів, що і визначає науково-практичну актуальність обраної теми.

Аналіз досліджень. Використання будівельних машин приведено в роботах [1,2], методи підвищення машин для земляних робіт [3], методи модернізації машин [4] та їх ремонту [5] та технологія будівельних виробництв. В роботі вирішується проблема визначення ефективності експлуатації машин на основі технічного стану і ступеня використання машин у попередньому періоді.

Мета роботи. Розробка моделі стану парку машин та визначення основних факторів, що впливають на ефективність його функціонування.

Результати дослідження. Оцінка технічного стану парку машин заснована на визначенні ступеня зношення машин. Як показник, що характеризує технічний стан машин використовують коефіцієнт придатності до експлуатації із урахуванням зношення фізичного, функціонального і зовнішнього (рис. 1).

Залежно від ступеня зношення окремих деталей збірних одиниць, агрегатів машин визначаються перспективи їх подальшого використання на підприємстві, оцінюється доцільність витрат на їх ремонт з метою відновлення функцій працездатності. Використовуючи метод експертних оцінок технічного стану машин і обладнання, коефіцієнт реального фізичного зношення визначається як середнє значення зносу найважливіших деталей, зважених за їх часткою в загальній або відновлюваній вартості машини.

Прийнято вважати, що фізичне зношення за причинами зношення ділиться на зношення першого роду і зношення другого роду і визначається відповідно в результаті

нормальної експлуатації та внаслідок поломок, аварій і т. п. У відповідності до цього варто за часом дій фізичне зношення розглядати безперервним, тобто таким, що здійснюється поступово і аварійне, що настає раптово.

Отже, якщо вартість активів будівельної організації знизилася за рахунок парку машин в результаті втрати ними корисних властивостей, то таке зношення є фізичним.

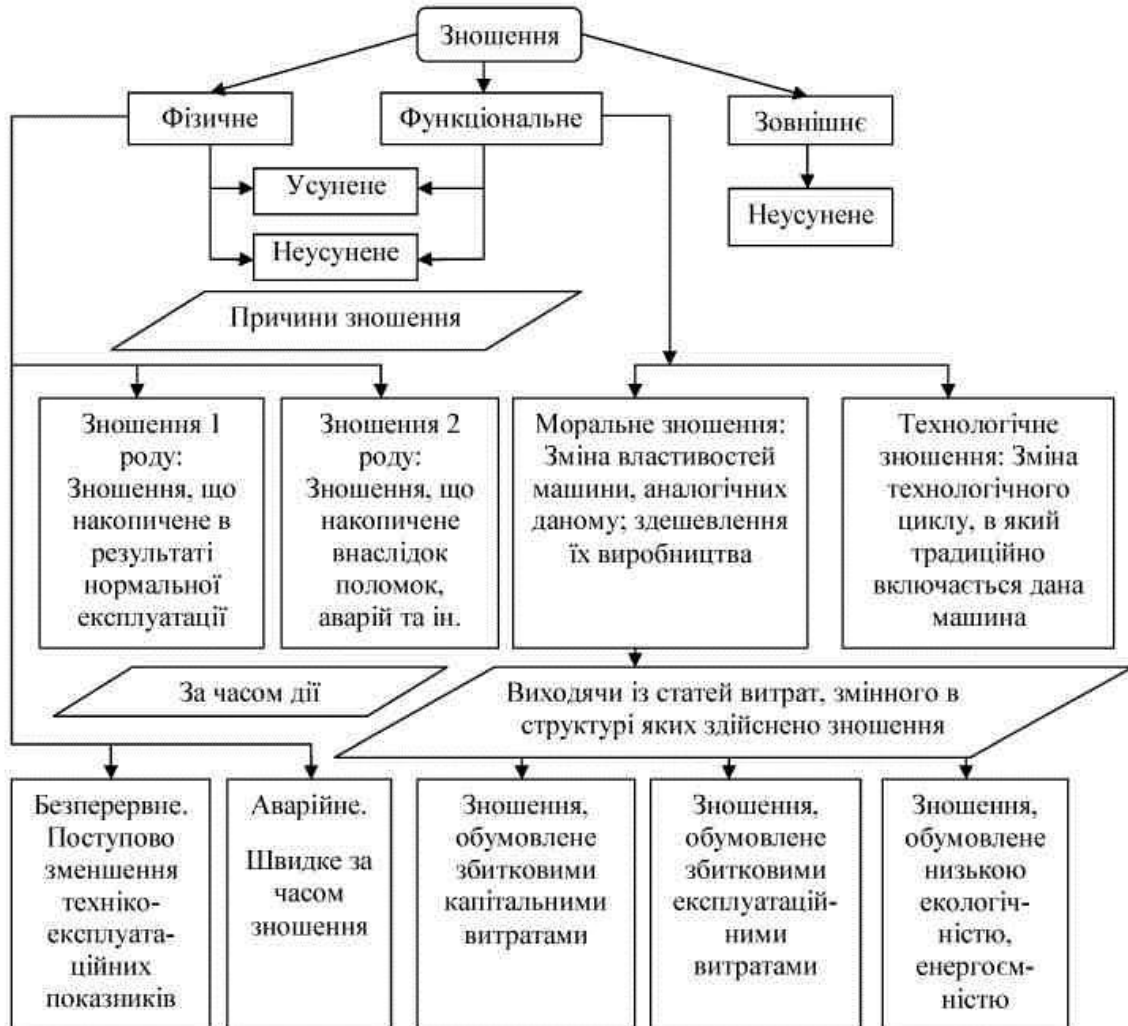


Рисунок 1. Види зношень.

Функціональне зношення може бути представлено двома складовими: технологічне зношення (зміна технологічного циклу, в який традиційно включається дана машина) і моральне зношення (зміна властивостей машини, аналогічній даній та зіставлення їх виробництва).

Інша складова функціонального виду зношення – моральне зношення є елементом старіння конструкції машин, наслідком появи більш комфортної техніки, робота на якій є більш привабливою, і навіть, при однакових показниках (наприклад, продуктивності) ефективність використання такої техніки варто чекати більшою у порівнянні із існуючою-застарілою.

Отже, функціональне зношення поєднує в собі як технологічну так і моральну складові. При цьому варто розглядати і враховувати загальну тенденцію ринку техніки [1] та загальний імеджевий стан техніки [3]. Зовнішнє зношення є економічною складовою і

представляє собою зменшення вартості машини, обумовлене невідповідністю економічним вимогам, які мають місце в конкретних умовах експлуатації.

Ступінь використання машин у попередньому періоді здійснюється на основі визначення ступеня зношення машин за коефіцієнтом придатності до експлуатації K_{np} :

$$K_{np} = 1 - \sum_1^n K_{zn}, \quad (1)$$

де K_{zn} – сумарний коефіцієнт зношення при врахуванні їх видів:

$$K_{zn} = (1 - \Phi)(1 - TP)(1 - Z)(1 - OT), \quad (2)$$

де Φ , TP , Z , OT – вираження в долях зношення: фізичне, функціональне (втрата необхідних технічних параметрів), зовнішнє, організаційно-технічне відповідно.

Безумовно, розділення зношення на види (див. рис. 1) в повному сенсі є умовним, оскільки види зношення є взаємопов'язані і при розрахунках це необхідно враховувати.

Для визначення методів досліджень було детально проаналізовано класифікаційні ознаки фізичного зношення (див. рис. 1) та модель накопичення фізичного зношення, яка графічно представлена на рис. 2.

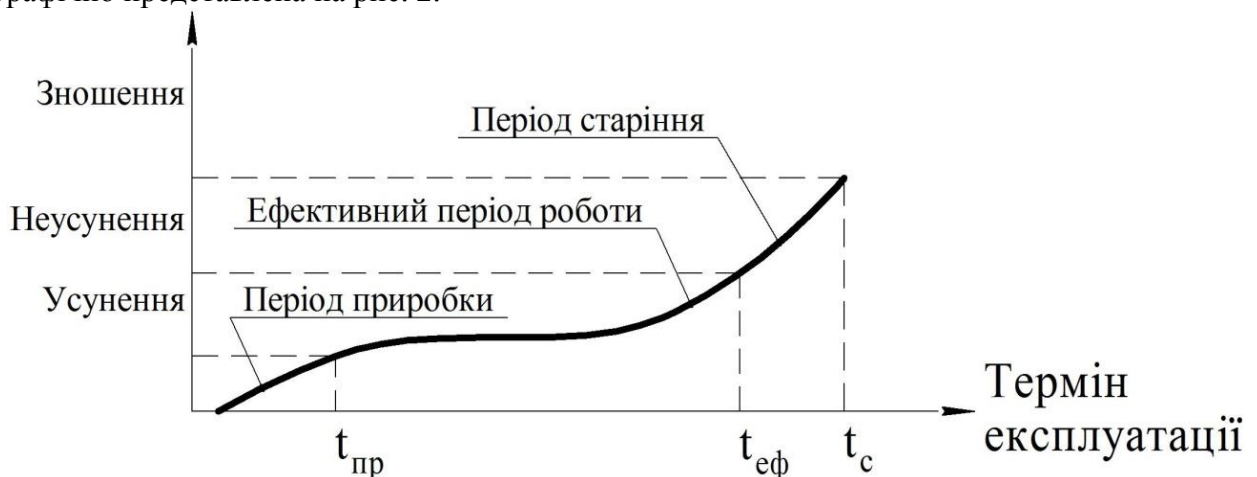


Рисунок 2. Залежність видів зношення на періодах експлуатації машин.

Як слідує із графіка на початковому і кінцевому етапу експлуатації машини зношення має прискорений характер накопичення, а в середній стадії експлуатації «життєвого» циклу машини зношення змінюється рівномірно і цю частину прийнято вважати пропорційною між зношенням і терміном експлуатації. Аналізом існуючих методів оцінки фізичного зношення машини та їх деталей (рис. 3) виявлено, що перевагою прямих методів є можливість найбільш точно визначити ступінь реального фізичного зношення, виходячи із безпосередньої експертизи технічного стану машини.

Стендові дослідження фізичного зношення є найбільш ефективними у порівнянні із іншими методами, оскільки такі дослідження передбачають встановлення параметрів і характеристик на основі реального встановлення стану машин або механізму, визначення закономірностей зношення тих чи інших елементів машин для подальшого технічного вдосконалення.

Коефіцієнт реального фізичного зношення за методом експертних оцінок технічного стану визначається як середнє значення зношення найважливіших вузлів і деталей, зважена по їх частці в загальній первісній або відновній вартості даної машини [6]:

$$K_{\Phi 3} = \sum_n^m (\Phi_j \times b_j) / 100, \quad (3)$$

де Φ_j – знос окремої системи, агрегату, оцінюваного технічного об'єкта;

b_j – питома вага вартості даного агрегату, системи відповідної вартості даного об'єкта.

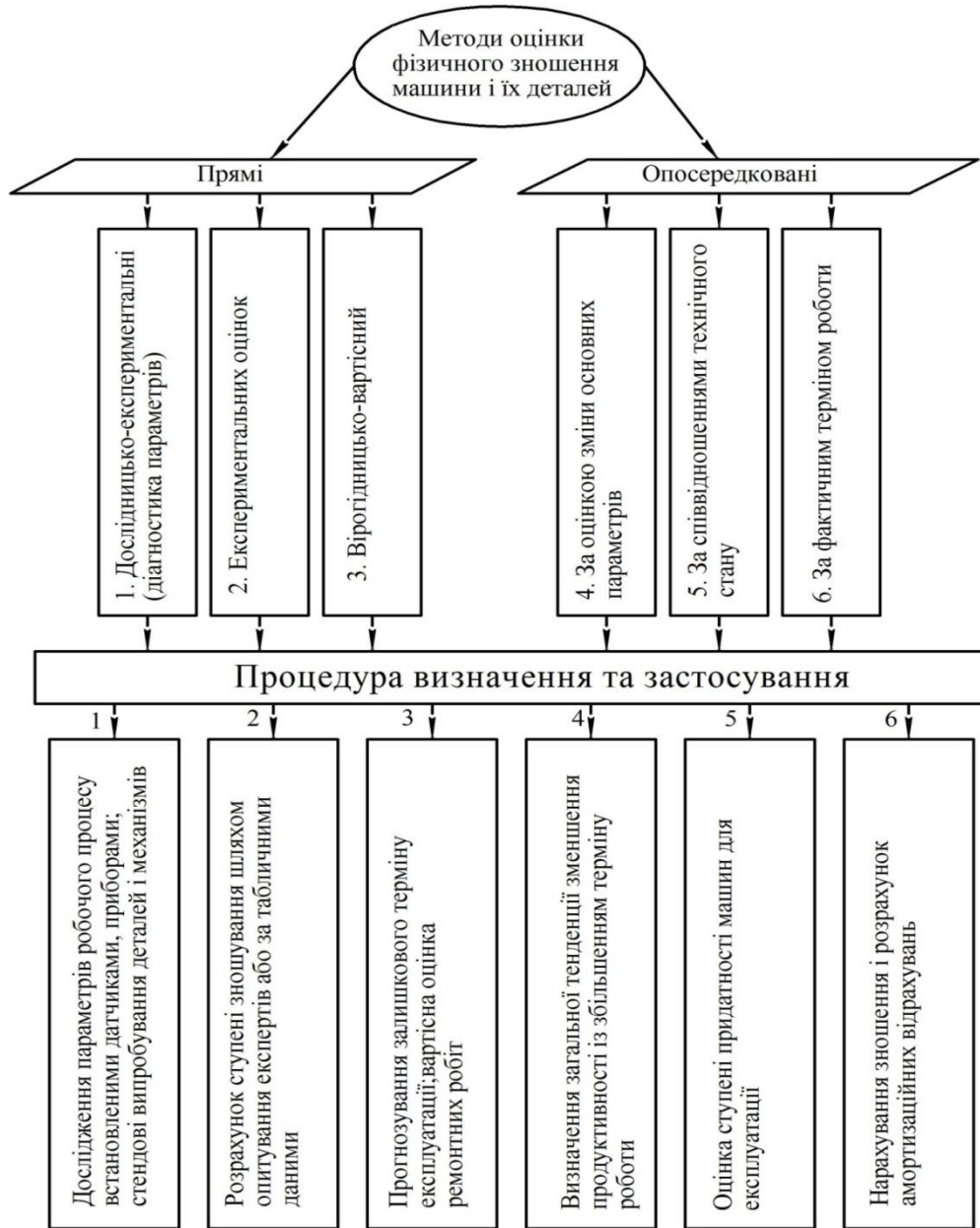


Рисунок 3. Методи розрахунку ступені фізичного зношення будівельної техніки і її складові частини.

Величина середньозваженого фізичного зносу обумовлює, але одночасно не визначає працездатність будівельної машини [3]. При високому фізичному зношенні машина може перебувати в працездатному стані, так як локальне зношення основних деталей, вузлів, агрегатів не досягає граничного рівня, за яким експлуатація машини стає неможливою. У той же час, при невисокому середньозваженому фізичному зношенні локальне зношення окремого конструктивного елемента може мати критичне значення, при якому для подальшої експлуатації машини потрібне проведення ремонту. Показником такого стану машини є абсолютне значення Φ_j . Таким чином, коефіцієнт фізичного

зношення визначає технічний стан машини в цілому.

Реальне фізичне зношення машини також може бути визначене методом ефективного віку [7]. Ефективний вік встановлюється в результаті огляду та випробування машини, і на цій основі прогнозується час, що залишився для її експлуатації. Коефіцієнт зношення представляє собою частку від ділення ефективного віку на нормативний термін служби [8]:

$$K_{\Phi Z} = \frac{E_B}{T_H}, \quad (4)$$

де E_B – ефективний вік машини; T_H – нормативний (паспортний) термін служби машини.

Одним з прямих методів розрахунку фізичного зношення є визначення витрат на ремонт, який повністю усуває зношення [9]. Він заснований на припущенні, що ступінь фізичного зношення машини залежить від витрат на ремонт і відновлення втрачених під час експлуатації властивостей. Коефіцієнт фізичного зношення визначається за формулою [6]:

$$K_{\Phi Z} = \left(\frac{B_p}{B_b} \right) + \Delta_{в.з.}, \quad (5)$$

де B_p – об'єктивно-необхідні витрати на ремонт; B_b – відновлена вартість машини з урахуванням її морального зношення; $\Delta_{в.з.}$ – відносна величина залишкового зношення.

Висновки

1. Досліджено технічний стан парку машин і механізмів будівельного підприємства за показниками ступеня їх зношення.
2. Виявлено, що зношення в будь-якому визначенні суттєво впливає на поточний технічний рівень парку машин і механізмів будівельного підприємства, а також і на всі виробничі фонди.
3. Дана оцінка фізичному, функціональному і зовнішньому виду зношення парку машин і механізмів будівельного підприємства та приведені аналітичні залежності для їхнього визначення.

Література

1. Андрианов В.П., Белявський Ю.В., Трофимов О.П. Використання будівельних машин в сучасних умовах // Будівництво України, 1998. – №1. – С.34–36.
2. Баладинский В.Л. и др. Механизация земляных работ. – К.: Укрвузполиграф, 1992. – 180 с.
3. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ. – К.: Будівельник, 1988. – 152 с.
4. Назаренко И.И., Пенчук В.А., Сердюк В.И. и др. Основы модернизации строительных машин. – К.: «МП Леся», 2003. – 164 с.
5. «Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств»: Підручник в 3-х кн. – К.: Вища шк., 1991. – Кн.2. «Организация, планирование и управление». В.Б. Канарчук та ін. – 406 с.
6. Шевцова С.А. Управление парком машин и механизмов строительной организации / С.А. Шевцова // Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури. – Дніпропетровськ: ПДАБА, 2003. – №8. – С. 49–55.
7. Киричек Ю.А. Термины износа в оценке машин и оборудования / Ю.А. Киричек, В.Р. Млодецкий // Мировой опыт оценки. – 1996. – №1–2. – С.19–22.
8. Рекомендации по организации технического обслуживания и ремонта строительных машин. – М.: ЦНИИОМАС, 1978. – 91 с.
9. Ровках С.Е. Повышение эффективности ремонта машин в строительстве / С.Е. Ровках. – М.: Стройиздат, 1976. – 32 с.

УДК 666.9

А.В. Голубничий, к.т.н., доцент КНУБА

ТЕРМОДИНАМІКА РЕАКЦІЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРИ СУМІСНОМУ НАГРІВІ РЕЧОВИН СИСТЕМИ „FeO – CaO – SiO₂”, γ – C₂S, Na₂O·2SiO₂

АНОТАЦІЯ. Наведені результати термодинамічних досліджень реакції взаємодії, що можуть проходити при сумісному нагріві речовин системи „FeO–CaO–SiO₂”, γ – C₂S, Na₂O·2SiO₂ при температурах у межах 373...1473. Визначені найбільш імовірні сполуки, що синтезуються у цих умовах.

Ключеві слова: термодинаміка, реакція, шлак, залізовмісні речовини, рідке скло.

SUMMARY. Results over of thermodynamics researches of reactions are brought cooperations, that can take place at the joint heating of substances of the system „FeO–CaO–SiO₂”, γ – C₂S, Na₂O·2SiO₂ at temperatures in the range of 373...1473K. The most credible chemical substances that is synthesized in these terms are certain.

Keywords: thermodynamics, reaction, slag, iron agents, liquid glass.

Вступ. За останній час виконано значна кількість досліджень, що стосується термодинамічних можливостей проходження хімічної взаємодії у різних оксидних системах при нагріві [1]. Що дозволило удосконалити технологічний процес виробництва багатьох композиційних матеріалів. Це стосується і жаростійких, у тому числі на в'язучих з рідким склом і шлаками промислових виробництв [2]. Термодинаміка реакції взаємодії при сумісному нагріві композицій з рідким склом, шлаками металічного марганцю і речовинами з двовалентним залізом не досліджувалось. Що стримує впровадження цих матеріалів.

Мета роботи. Дослідити термодинаміку реакції взаємодії при сумісному нагріві речовин системи „FeO– CaO – SiO₂”, γ – C₂S, Na₂O·2SiO₂.

Виклад основного матеріалу. Проведенню робіт по отриманню жаростійких композиційних матеріалів з залізовмісними речовинами, металічного марганцю шлаків і рідкого скла передували термодинамічні дослідження з метою визначення енергетичних можливостей і переважних напрямків проходження реакцій хімічної взаємодії окремих сполук цих компонентів при їх нагріві. Вихідні дані для термодинамічних розрахунків отримані особисто експериментальним і розрахунковим шляхами (табл. 1), а також взяті із довідникової літератури [1].

Таблиця 1

Величини стандартних ентальпій, ізобарних потенціалів, ентропій і коефіцієнтів у рівняннях залежності теплоємності від температури

п/п	Формули сполук	$-\Delta H_{298}^0$, ккал/моль	$-\Delta Z_{298}^0$, ккал/моль	S_{298}^0 , ккал·град/моль	$C_p = a + bT + cT^{-2}$		
					a	b·10 ³	c·10 ⁻⁵
1.	CaOFeOSiO ₂	460.51	434.91	33.40	36.00	9.50	-6.00
2.	CaOFeO2SiO ₂	685.89	646.95	43.50	53.40	8.10	-14.90
3.	2CaOFeO2SiO ₂	846.29	801.77	53.00	65.00	10.00	-15.70

Термодинамічними дослідженнями встановлено, що при нагріві речовин системи „FeO– CaO – SiO₂”, шлаку металічного марганцю, Na₂O·2SiO₂ найбільш імовірним, внаслідок взаємодії γ – C₂S з окремими складовими елементарних трикутників модельної системи „FeO– CaO – SiO₂”, а також рідкого скла є синтез наступних сполук.

7. Трикутниках „S – CF'S₂ – F'S”, „S – CS – CF'S₂”,



8. Трикутниках „ $F_2S - CF'S - C_2F'S_2$ ”, „ $F_2S - C_2F'S_2 - CF'S_2$ ”
- $$\gamma - C_2S + F'S = C_2F'S_2 \quad (2)$$
- $$\gamma - C_2S + F'_2S = 2CF'S \quad (3)$$
9. Трикутнику „ $F'_2S - CF'S_2 - F'S$ ”
- $$\gamma - C_2S + F'S = C_2F'S_2 \quad (4)$$
- $$\gamma - C_2S + F'_2S = 2CF'S \quad (5)$$
10. Трикутнику „ $F'S - CF'S_2 - S$ ”
- $$\gamma - C_2S + S = 2CS \quad (6)$$
- $$\gamma - C_2S + F'S = C_2F'S_2 \quad (7)$$
11. Трикутниках „ $S - CS - CF'S_2$ ”, „ $CS - C_2F'S_2 - CF'S_2$ ”
- $$3CS + NS_2 + S = NC_3S_6 \quad (8)$$
- 12.
- $$\gamma - C_2S + NS_2 = NC_2S_3 \quad (9)$$

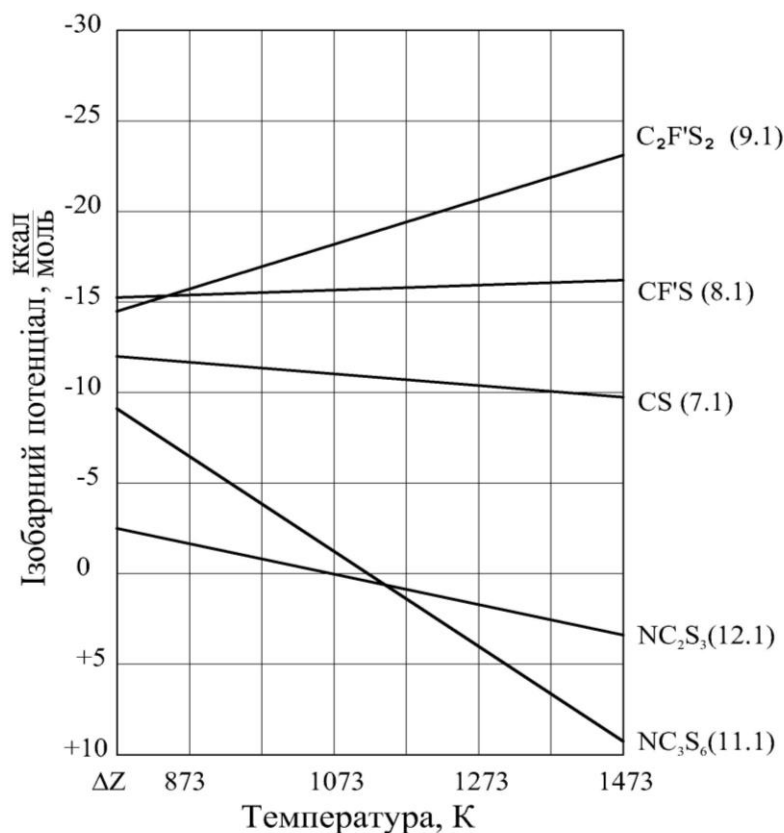


Рисунок 1. Залежність ΔZ_T^0 реакцій синтезу сполук при нагріві гідратованих цементів і в'язучих в інтервалі 773...1473 К.

Позначення залежностей відповідає позначенню реакцій синтезу сполук.

Визначені рівняння залежностей ізобарних потенціалів реакцій синтезу відповідних сполук від температури.

$$5. Z_T^0 = -14744 - 5.81T \ln T + 4.915 \cdot 10^{-3} T^2 + 1.55 \cdot 10^5 T^{-1} + 38.577T$$

$$6. Z_T^0 = -14911 + 0.76T \ln T - 0.405 \cdot 10^{-3} T^2 + 0.97 \cdot 10^5 T^{-1} - 5.201T$$

$$7. Z_T^0 = -10759 - 2.87T \ln T + 1.975 \cdot 10^{-3} T^2 + 2.115 \cdot 10^5 T^{-1} + 15.06T$$

$$8. Z_T^0 = -7568 + 22.86T \ln T - 2.625 \cdot 10^{-3} T^2 - 9.675 \cdot 10^5 T^{-1} - 150.544T$$

$$9. Z_T^0 = 174 + 13.82T \ln T - 6.535 \cdot 10^{-3} T^2 - 10.35 \cdot 10^5 T^{-1} - 88.61T$$

З застосуванням визначених рівнянь 7.1...12.1 були розраховані зміни ізобарних потенціалів реакцій синтезу відповідних сполук у температурному інтервалі 298...1473К.



Отримані результати залежностей ΔZ^0 реакцій взаємодії $\gamma - C_2S$ з окремими складовими елементарних трикутників модельної системи „FeO – CaO – SiO₂”, а також рідкого скла наведені на рис. 1. Їх аналіз свідчить про наступне.

При застосуванні залізовмісних речовин, склади яких наближуються до кристалічних фаз розташованих у елементарних трикутниках „F'S – CF'S₂ – S” і „S – CS – CF'S₂” імовірним є синтез CS за рахунок взаємодії $\gamma - C_2S$ шлаку металічного марганцю з оксидом кремнію залізовмісних речовин. За рахунок взаємодії $\gamma - C_2S$ і F'S можливе утворення C₂F'S₂. При підвищенні температури від'ємна величина ізобарного потенціалу цієї реакції зростає.

При застосуванні залізовмісних речовин, склади яких наближуються до кристалічних фаз розташованих у елементарних трикутниках „F'₂S – CF'S – C₂F'S₂” і „F'₂S – C₂F'S₂ – CF'S₂”, термодинамічно можливе утворення залізного монічеліту за рахунок взаємодії $\gamma - C_2S$ з F'₂S.

При застосуванні залізовмісних речовин, склади яких наближуються до кристалічних фаз розташованих у елементарному трикутнику „F'₂S – CF'S₂ – F'S”, можливе утворення залізистих монічеліту і акерманіту. Швидкість реакції синтезу C₂F'S₂ повинна підвищуватись при збільшенні температури.

За рахунок взаємодії CS, якій може входити до залізовмісних речовин при розташуванні складів останніх у елементарних трикутниках „S – CS – CF'S₂” і „CS – C₂F'S₂ – CF'S₂”, з рідким склом синтезується девітрит. Характерною ознакою такої реакції є те, що спочатку до T=1123K, вона є екзотермічною, а при подальшому підвищенні температури – ендотермічною.

За рахунок взаємодії між складовою шлаку металічного марганцю $\gamma - C_2S$ і рідким склом можливо утворення NC₂S₃. Ця реакція при підвищенні температури до T=1073 є екзотермічною, а при подальшому її збільшенні – ендотермічною.

Порівняння величин ізобарних потенціалів реакцій синтезу NC₂S₃ і NC₃S₆ при температурах вище 1173 K свідчить про те, що перша кристалічна фаза при таких рівнях впливу цього зовнішнього енергетичного фактору більш стійка, ніж друга (рис. 1).

Термодинамічні розрахунки реакції взаємодії при сумісному нагріві речовин системи „FeO – CaO – SiO₂”, $\gamma - C_2S$, Na₂O·2SiO₂ були перевірені ІЧ-спектральними дослідженнями перетворень при нагріві гідратованих в'язучих (Рис.2.). Вони склались з дрібно мелених кольорових шлаків (питома поверхня – 300м²/кг), дрібно меленого шлаку металічного марганцю (питома поверхня – 300м²/кг), рідкого скла з густиною 1300 кг/м³ і силікатним модулем 2.8. Співвідношення мас шлаку металічного марганцю і будь якого із кольорових коливалась у межах 1:1...9:1. Концентрація оксиду двовалентного заліза у кольорових шлаках змінювалась у межах 11.00...34.00 мас.%.
Після першого нагріву гідратованих в'язучих до 473 K на ІЧ-спектрах відсутні смуги поглинання у діапазонах частот коливаль 3200...3800, 1600...1700 см⁻¹. Це пов'язано з повним вилученням із них вільної, адсорбційно і капілярно зв'язаної води. Ширини смуг поглинання у діапазонах частот коливання 800...900, 1400...1500 см⁻¹ подовжуються, а інтенсивність їх екстремумів посилюється. Що свідчить про продовження гідратації в'язучих при їх першому нагріві в інтервалі температур 378...473 K. Це спостерігається при застосуванні залізовмісних речовин, модельні склади яких розташовуються у елементарних трикутниках „S – CS – CF'S₂” і „CS – C₂F'S₂ – CF'S₂” більш виразно, ніж таких, модельні склади яких знаходяться у елементарних трикутниках „F'S – CF'S₂ – S”, „F'₂S – CF'S₂ – F'S”, „F'₂S – C₂F'S₂ – CF'S₂”, „F'₂S – CF'S – C₂F'S₂”.

При подальшому підвищенні температури нагріву гідратованих в'язучих має місце скорочення смуг поглинання в інтервалі частот коливаль 1400...1500, 800...90 см⁻¹ і послаблення інтенсивності їх екстремумів. Що пов'язано з поступовим вилученням хімічно зв'язаної води із продуктів гідратації в'язучих. В той же час величини цих екстремумів, після нагріву гідратованих в'язучих до визначеної температури, залишаються більшими

при зростанні у застосованих кольорових шлаках або штучних залізовмісних стекол концентрації SiO_2 , особливо вище за 40 мас.% або поменшанні такої FeO , особливо нижче за 30 мас.% при перерахунку складу цих речовин на систему „ $\text{FeO} - \text{CaO} - \text{SiO}_2$ ”.

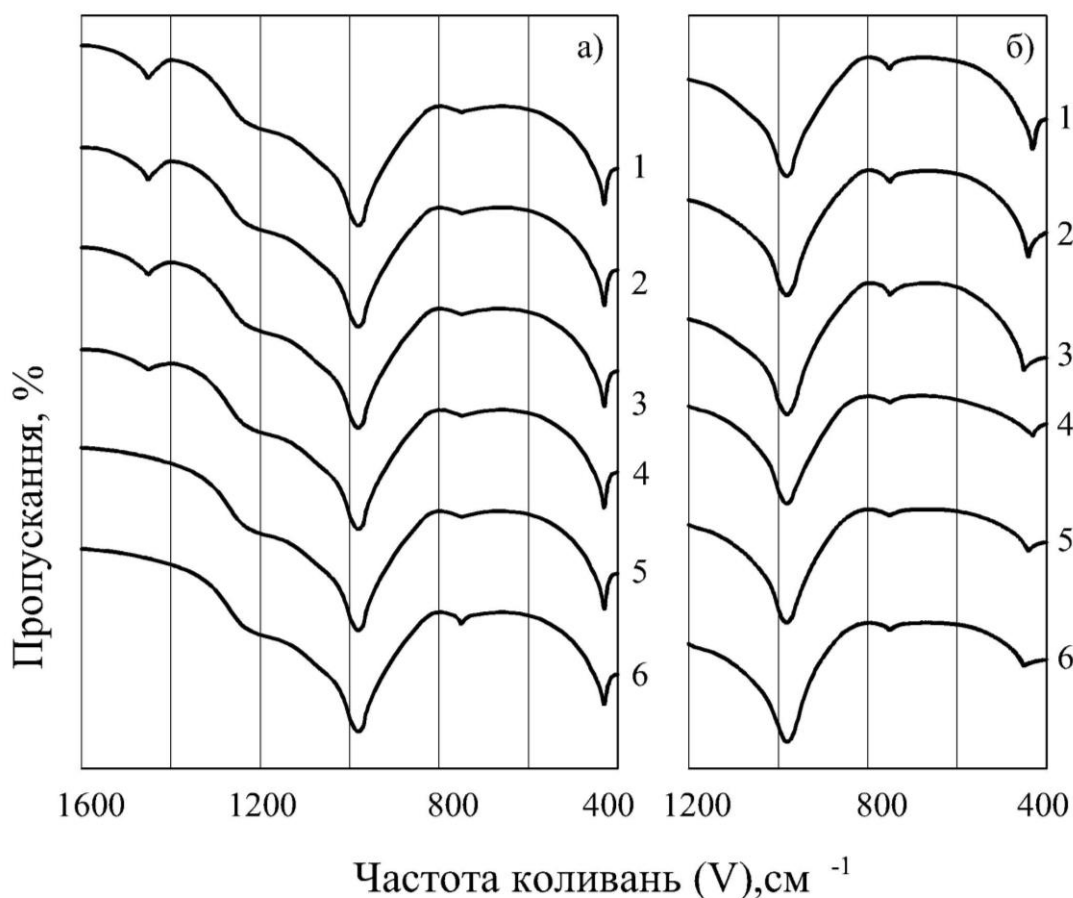


Рисунок 2. ІЧ-спектри гідратованих в'язучих з рідким склом, кольоровими і металічного марганцю шлаками після нагріву до різних (а) і визначених (б) температур.

Співвідношення мас шлаку металічного марганцю і кольорового дорівнювало 1:1 (а – 1...6, б – 1...3), 3:1 (б – 4...6). Концентрація оксидів заліза у кольорових, мас. %: $\text{FeO} - 31.80$ і $\text{Fe}_2\text{O}_3 - 1.65$ (а – 1...6, б – 1...4), $\text{FeO} - 25.60$ і $\text{Fe}_2\text{O}_3 - 0.90$ (б – 2, 5), $\text{FeO} - 15.85$ (б – 3, 6). Питома поверхня шлаків – $300 \text{ м}^2/\text{кг}$, рідке скло з $m = 2.8$ і $\rho = 1300 \text{ кг}/\text{м}^3$, $\rho/\eta = 0.31$. В'язучі гідратовані на протязі 3 діб при $T = 293 \pm 5 \text{ К}$ при відносній вологості 60...65 % і наступного 2-х добового висушування при $T = 378 \pm 5 \text{ К}$. Температура першого нагріву гідратованих в'язучих, К: 443 (а – 1), 773 (а – 2), 973 (а – 3), 1073 (а – 4), 1173 (а – 5), 1273 (а – 6), 1373 (б – 1...6).

Наявність смуг поглинання у цих діапазонах коливань спостерігається до температур близьких , але вищих за 1073 К. Їх відсутність при $T = 1173 \text{ К}$ свідчить про повне вилучення із гідратованих в'язучих хімічно зв'язаної води.

Після збільшення температури нагріву гідратованих в'язучих визначених складів від 378 до 1273 К ширини смуг поглинання у діапазоні частот коливань $400...500 \text{ см}^{-1}$, положення розташування на них екстремумів і інтенсивність останніх не змінюються. При температурах їх нагріву у межах 1323...1373 К спостерігається скорочення ширини смуги поглинання у цьому діапазоні частот коливань, поменшання інтенсивності і переміщення у бік більших частот коливань їх екстремумів. Це непрямо свідчить про початок перетворення у застосованих залізовмісних речовинах Fe^{2+} у Fe^{3+} , а у шлаці металічного марганцю – Mn^{2+} у Mn^{3+} .

При збільшенні температури нагріву гідратованих в'язучих, визначених складів з будь-якою із застосованих залізовмісних речовин від 373 до 1373 К ширини смуг поглинань



у діапазоні частот коливань $900 \dots 1200 \text{ см}^{-1}$, положення розташування їх екстремумів ($980 \dots 990 \text{ см}^{-1}$) і інтенсивність останніх не змінюються. Ширина смуг поглинання у цьому діапазоні частот коливань скорочуються, а інтенсивність їх екстремумів послаблюється при підвищенні у застосованих залізовмісних речовинах концентрації FeO за рахунок поменшання такої SiO_2 . Подібні зміни на ІЧ-спектрах спостерігаються більш виразно у випадках, коли модельні склади кольорових шлаків або штучних залізовмісних стекло розташовуються у елементарних трикутниках „F'S – CF'S₂ – S”, „F₂'S – CF'S₂ – F'S”, „F₂'S – CF'S₂ – C₂F'S₂”, „F₂'S – CF'S₂ – C₂F'S₂”.

Після нагріву гідратованих в'язучих визначених складів з будь-якою із застосованих залізовмісних речовин в інтервалі температур $373 \dots 1273 \text{ К}$ ширина смуг поглинання у діапазоні $630 \dots 800 \text{ см}^{-1}$, положення розташування і інтенсивність їх екстремумів не змінюються. При подальшому підвищенні температури їх нагріву до 1373 К ширина смуг поглинання у цьому діапазоні частот коливань подовжуються, інтенсивність їх екстремумів посилюється. Це непрямом свідчить про підвищення у цих в'язучих вмісту речовин з Fe^{3+} .

Такі зміни суттєвіші при використанні залізовмісних речовин, модельні склади яких розташовуються в елементарних трикутниках „F'S – CF'S₂ – S”, „F₂'S – CF'S₂ – F'S”, „F₂'S – C₂F'S₂ – CF'S₂” і „F₂'S – CF'S – C₂F'S₂”, ніж таких речовин, модельні склади яких наближуються до таких у кристалічних фаз розташованих у елементарних трикутниках „S – CS – CF'S₂”, „CS – C₂F'S₂ – CF'S₂”.

Ширина смуг поглинання у діапазоні частот коливань $630 \dots 800 \text{ см}^{-1}$ і інтенсивність їх екстремумів змінюються при наближенні модельних складів кольорових шлаків і штучних залізовмісних стекло до кристалічних фаз у ряду: $\text{F}_2'\text{S} > \text{F}'\text{S} > \text{CF}'\text{S} > \text{CF}'\text{S}_2 > \text{C}_2\text{F}'\text{S}_2$. Подібне спостерігається і при зміні концентрації у застосованих залізовмісних речовинах оксидів у ряду: $\text{FeO} > \text{SiO}_2 > \text{CaO}$.

Висновки

1. Встановлені величини стандартних ентальпій, ізобарних потенціалів, ентропій залізистих монтічеліту і акерманіту, гендербергіту і коефіцієнтів у рівняннях залежності їх теплоємності від температури. Визначені рівняння залежності ізобарних потенціалів найбільш імовірних реакцій взаємодії $\gamma\text{-C}_2\text{S}$, рідкого скла та окремими складовими системи „FeO–CaO–SiO₂” від температури. Проведені термодинамічні дослідження мінералоутворення при сумісному нагріві речовин системи „FeO–CaO–SiO₂” і $\gamma\text{-C}_2\text{S}$, $\text{Na}_2\text{O}_2\text{SiO}_2$.
2. При сумісному нагріві речовин системи „FeO–CaO–SiO₂” і $\gamma\text{-C}_2\text{S}$, $\text{Na}_2\text{O}_2\text{SiO}_2$, при застосуванні залізовмісних речовин, склади яких наближуються до кристалічних фаз розташованих у: елементарних трикутниках „F'S – CF'S₂ – S” і „S – CS – CF'S₂” імовірним є синтез CS і залізистого акерманіту; елементарних трикутниках „F₂'S–CF'S–C₂F'S₂” і „F₂'S – C₂F'S₂ –CF'S₂” – залізистого монтічеліту; елементарному трикутнику „F₂'S – CF'S₂ – F'S” – залізистих монтічеліту і акерманіту; елементарних трикутниках „S – CS – CF'S₂” і „CS – C₂F'S₂ – CF'S₂” – NC_3S_6 , NC_2S_3 .

Література

1. Бабушкин В.И., Матвеев Г.М. Мчедлов-Петросян О.П. Термодинамика силикатов.-М.: Стройиздат, 1986.-408 с.
2. Тарасова А.П. Жаростойкие вяжущие на жидком стекле и бетоны на их основе. - М.: Стройиздат, 1982.-132 с.

УДК 698

О. М. Махня к.т.н. доц.,
В. І. Терновий к.т.н. проф. (КНУБА, м. Київ)

ОГЛЯД ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ СУЧАСНИХ ШПАКЛІВОК

АНОТАЦІЯ. Проаналізовано технологічні властивості сучасних цементних та цементно-вапняних шпаклівок за критеріями: область застосування шпаклівок, фізико-механічні та структурні властивості шпаклювального шару, технологічні режими і параметри влаштування, вартості покриття. Визначені комплексні показники ефективності шпаклівок за методом Харрінгтона.

Ключові слова: цементні, цементно-вапняні, шпаклівки, метод Харрінгтона, комплексний показник ефективності.

SUMMARY. The technological properties of the modern cement and cement-lime puttyings are analyzed on criteria: the domain of the puttying's application, the physical-mechanical and structural properties of the puttying layer, the technological regimes and the parameters of arrangement, the cost of coverage. The complex indexes of efficiency of puttyings are established by the Harrington's method.

Key words: cement, cement-lime, puttyings, the Harrington's method, the complex index of efficiency.

Вступ. Декоративно-естетичні властивості поверхонь конструкцій у більшій мірі залежить від якості підготовки поверхні під опорядження, тобто, від якості її шпаклювання. Все ширшого попиту набувають сухі будівельні суміші (СБС), що значно спрощують технологію приготування шпаклівок в умовах будмайданчику та гарантують їхні стабільні властивості. Сьогодні на ринку в Україні пропонується значна кількість СБС, що значно ускладнює їх вибір при проектуванні та виконанні робіт. При цьому у більшості випадків порівняння шпаклівок виконують за економічними та фізико-механічними показниками, без врахування їх технологічних властивостей. Крім того значна кількість показників, різна фізична розмірність їх значень та варіативність не дозволяють однозначно визначити найбільш ефективну шпаклівку.

Метою досліджень була спроба визначити єдиний комплексний показник ефективності шпаклівок за допомогою метода Харрінгтона.

Виклад основного матеріалу. Нами були розглянуті найбільш відомі в Україні шпаклівки торгових марок: "Ceresit", "Siltek", "Polimin", "Weber.Vetonit", "Polirem" і "Scanmix", загалом 13 марок, згідно технічної інформації фірм-виробників [1 - 6].

Оцінка технологічних властивостей шпаклівок велась за наступними критеріями: область застосування шпаклівок, фізико-механічні та структурні властивості шпаклювального шару, технологічні режими і параметри влаштування, а також вартості покриття.

Розглянуті шпаклівки застосовують для ремонту і вирівнюванням бетонних чи цементно-піщаних поверхонь (таб. 1) стін і стель всередині та зовні приміщень, які експлуатуються в сухих та вологих умовах. Необхідно відмітити, що шпаклівку СШп-431 Екстра рекомендовано вирівнювати поверхні, які піддаються деформаціям, а шпаклівки СШп-451 Люкс та S-12 рекомендують для опорядження гіпсокартону.

До структурних параметрів шпаклівки було віднесено мінімальну товщину шпаклювального шару одноразового нанесення (в межах від 0,1 до 3мм), допустиму максимальну глибину локальних тріщин при вирівнюванні (від 3 до 20мм), максимальний розмір частинок заповнювача (від 0,08 до 0,5 мм) та наявність в шпаклівці волокон армування, що підвищують стійкість до утворення усадкових тріщин (таб. 2).

Волокна армування присутні в шпаклівках СТ29 і СТ225 (Ceresit), S-11 (Siltek) та ТТ (Scanmix).

Фізико-механічні властивості шпаклівок наведені таб. 3. Міцність зчеплення шпаклювального шару з основою коливається від 0,3 до 0,8 МПа, міцністю на стиск затверділих шпаклівок змінюється від 6 до 20 МПа, паропроникність шпаклівок



знаходиться в межах від 0,02 до 0,15 мг/(м×год×Па), а морозостійкість - від 50 до 75 циклів.

Таблиця 1

Рекомендовані області застосування шпаклівок

Варіанти шпаклівок, <i>i</i>		Варіанти основи під шпаклювання								Кількість варіантів основи, <i>x_{li}</i>
Торгов а марка	Марка шпаклівки	Рекомендований матеріал основи							Основи, що піддаються деформаціям	
		бетон	полімер- цемент	цементно- піщана	цементно- вапняна	водості йкий гіпсока ртон	газобе тон чи керамз итобет он	цегла		
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Polirem	СШп-421	+	-	+	+	-	-	+	-	4
	СШп-431 Екстра	+	-	+	+	-	-	+	+	5
	СШп-451 Люкс	+	+	+	-	+	-	-	-	4
Weber.	VH	+	-	+	+	-	+	+	-	5
Vetonit	VH grey	+	-	+	+	-	+	+	-	5
Polimin	ШБ-7	+	-	+	+	-	-	-	-	4
Scanmi x	ТТ	+	-	+	-	-	+	+	-	4
	S	+	-	+	-	-	+	+	-	4
Siltek	S-10	+	+	+	+	-	-	-	-	4
	S-11	+	-	+	-	-	+	+	-	4
	S-12	+	+	+	+	+	-	-	-	5
Ceresit	СТ29	+	+	+	+	-	+	+	-	6
	СТ225	+	-	+	+	-	-	-	-	3

Були проаналізовані параметри і режими технології нанесення шпаклювального шару (таб. 4). Встановлено, що у більшості випадків шпаклівку рекомендують наносити вручну і тільки VH та VH grey виробник рекомендує наносити механізованим способом. Тривалість придатності шпаклювальної суміші коливається в межах від 0,5 до 4,5 год. Максимальна вологість в приміщенні чи навколишнього середовища, при підготовці фасадів, допускається вище середніх умов і, тільки, виробник ШБ-7 допускає вирівнювання поверхні при 100 % вологості.

Загладжування поверхні після нанесення шпаклівки допускається виконувати в межах від 5 до 30 хвилин.

Витримування нанесеного шару перед наступними технологічними операціями для твердіння рекомендують за нормальних температурно-вологісних умов (температура повітря +20⁰С, відносна вологість повітря 60%).

Шліфування вирівняної поверхні рекомендують після висихання та тужавлення шпаклювального шару протягом 4...48 год. Нанесення наступного шару шпаклівки, при багатшаровому вирівнюванні, виконують через 4 чи 48 год. Необхідно відмітити, що шпаклівку СТ29, наносять одним шаром і не шліфують, а тільки загладжують.

На термін наступного опорядження поверхонь впливає тривалість технологічних перерв, які надаються на висихання та тужавлення шпаклювальних шарів (таб. 5). Наносити наступні шари цементної шпаклівки допускається через 1...2 доби, гіпсової - після повного висихання нанесеного шару, орієнтовно, через 28 діб. При цьому фінішні шпаклівки не підлягають додатковому вирівнюванню.

Фарбування поверхонь допускається через 1...7 діб, при цьому шпаклівки СШп-421 (Polirem) та S-11(Siltek) не рекомендують в подальшому фарбувати. Наклеювання шпалер

допускається по шпаклівках СТ29 (Ceresit), VH і VH grey (Weber. Vetonit), ШБ-7(Polimin), S-10 (Siltek) та СШп-431 Екстра (Polirem).

Таблиця 2

Структурні параметри шпаклівок

Варіанти шпаклівок, i		Мінімальна товщина шару нанесення (мм), x_{2i}	Допустима глибина локальних тріщин при вирівнюванні (мм), x_{3i}	Максимальний розмір частинок заповнювача (мм), x_{4i}	Наявність волокон армування
Торгова марка	Марка шпаклівки				
1	2	3	5	6	7
Стартові шпаклівки					
Polirem	СШп-421	3	20	-	ні
Siltek	S-11	2	10	0,5	так
Ceresit	СТ29	2	20	-	так
Фінішні шпаклівки					
Weber.	VH	1	4	0,3	ні
Vetonit	VH grey	1	4	0,3	ні
Polimin	ШБ-7	1	5	0,2	ні
Polirem	СШп-451 Люкс	1	10	-	ні
Scanmix	S	2	5	0,08	ні
Siltek	S-10	0,1	5	0,1	ні
	S-12	0,1	2	0,1	ні
Універсальні шпаклівки					
Polirem	СШп-431 Екстра	3	20	-	ні
Scanmix	ТТ	2	20	0,3	так
Ceresit	СТ225	2	3	-	так

Таблиця 3

Фізико-механічні показники шпаклівок

Варіанти шпаклівок, i		Міцність, Мпа		Паропроникність, (мг/(м×год×Па)), x_{7i}	Морозостійкість (цикл), x_{8i}
Торгова марка	Марка шпаклівки	зчеплення з основою, x_{5i}	на стиск, x_{6i}		
1	2	3	4	5	6
Стартові шпаклівки					
Polirem	СШп-421	0,5	20	0,1	50
Siltek	S-11	0,7	7,5	0,07	50
Ceresit	СТ29	0,3	7	0,08	50
Фінішні шпаклівки					
Weber.	VH	0,5	6...8	-	-
Vetonit	VH grey	0,5	6...8	-	-
Polimin	ШБ-7	0,5	-	0,02	75
Polirem	СШп-451 Люкс	0,5	20	0,1	50
Scanmix	S	0,6	-	-	50
Siltek	S-10	0,3	-	0,15	-
	S-12	0,5	-	0,05	75
Універсальні шпаклівки					
Polirem	СШп-431 Екстра	0,7	25	0,1	50
Scanmix	ТТ	0,6...0,8	10	-	50
Ceresit	СТ225	0,3	7	0,05	75

При цьому по затверділих шпаклівках СТ29, VH, VH grey та ТТ наклеювання шпалер допускається через 1...2 доби, для S-10 - через 3 доби, а для ШБ-7 - тільки через 7 діб.



Таблиця 4

Технологічні параметри та режими вирівнювання поверхонь

Варіанти шпаклівок, i		Тривалість придатності готової суміші (год), x_{9i}	Спосіб нанесення		Максимальна вологість повітря при нанесенні (%), x_{10i}	Тривалість витримування перед		
Торгова марка	Марка шпаклівки		вручну	механізовано		заглажуванням (хв), x_{11i}	несенням наступного шару (год), x_{12i}	шліфуванням (год), x_{13i}
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Стартові шпаклівки								
Polirem	СШп-421	1	+	-	80	-	-	-
Siltek	S-11	2,5	+	-	75	10...15	48	ні*
Ceresit	CT29	1	+	-	60	5...30	наносять одним шаром	ні
Фінішні шпаклівки								
Weber.	VH	3	+	+	-	-	24...48	24...48
Vetonit	VH grey	3	+	+	-	-	24...48	24...48
Polimin	ШБ-7	1	+	-	100	5...10	-	24
Polirem	СШп-451 Люкс	1	+	-	80	-	-	-
Scanmix	S	4,5	+	-	-	-	24	24
Siltek	S-10	1	+	-	75	10...15	12	12
	S-12	1	+	-	75	10...15	4	4
Універсальні шпаклівки								
Polirem	СШп-431 Екстра	1	+	-	80	-	-	-
Scanmix	ТТ	4	+	-	-	-	24	ні
Ceresit	CT225	0,5	+	-	60	-	24	24

* ні - шліфування вирівнюваної поверхні не виконується.

Таблиця 5

Тривалості витримування шпаклювальних шарів перед подальшим опорядженням

Варіанти шпаклівок, i		Тривалість витримування (добі) перед			
Торгова марка	Марка шпаклівки	нанесенням шпаклівки		фарб, x_{16i}	наклеюванням шпалер, x_{17i}
		цементної, x_{14i}	гіпсової, x_{15i}		
1	2	4	5	6	7
Стартові шпаклівки					
Polirem	СШп-421	-	-	ні*	ні
Siltek	S-11	2	28	ні	ні
Ceresit	CT29	1	-	1	1
Фінішні шпаклівки					
Weber.	VH	ні	ні	1...2	1...2
Vetonit	VH grey	ні	ні	1...2	1...2
Polimin	ШБ-7	ні	ні	7	7
Polirem	СШп-451 Люкс	ні	ні	-	ні
Scanmix	S	ні	ні	-	ні
Siltek	S-10	ні	ні	3	3
	S-12	ні	ні	3	ні
Універсальні шпаклівки					
Polirem	СШп-431 Екстра	-	-	-	-
Scanmix	ТТ	2	-	2	ні
Ceresit	CT225	ні	ні	3	ні

* ні - не рекомендують застосувати для підготовки поверхні під цей матеріал.

Витрати та вартості матеріалів на підготовку поверхні наведено в таб. 6. На основі показників за нормальних температурно-вологих умов. Витрати СБС на влаштування 1 мм шпаклювального шару площею 1 м². Вартість матеріалів прийнята в ринкових цінах по м. Києву початку 2013 року. Встановлено, що загальні витрати суміші змінювались в межах від 0,9 до 3 кг/м², а вартість СБС - в межах від 56,3 до 282,4 грн/м².

Наведені показники не дозволяють відразу визначити найбільш ефективну марку шпаклівки, а тому, враховуючи різну розмірність розглянутих показників, автори пропонують для отримання комплексного показника ефективності застосувати метод Харрінгтона [7, 8]. Суть цього методу полягає в тому, що формування єдиного комплексного показника здійснюється із безрозмірних показників бажаності, в які перетворюють фізичні показники.

Таблиця 6

Показники витрат матеріалів та вартості при шпаклюванні поверхонь

Варіанти шпаклівок, <i>i</i>		Витрати СБС (кг) на 1м ² поверхні при товщині шару 1мм	Орієнтовна вартість СБС, грн	
Торгова марка	Марка шпаклівки		упаковки (25 кг)	1м ² поверхні, при товщині шару 1мм, x_{18i}
1	2	3	6	7
Стартові шпаклівки				
Polirem	СШп-421	1,5	37,5...55,2	56,3...82,8
Siltek	S-11	1,4	66,9...81,4	93,7...114
Ceresit	СТ29	1,6	70,7...91,9	113,1...147,1
Фінішні шпаклівки				
Weber.	VH	1,2	195,1...235,3	234,1...282,4
Vetonit	VH grey	1,2	184,7...203,2	221,6...243,8
Polimin	ШБ-7	1,35	106...121,6	143,1...164,2
Polirem	СШп-451 "Люкс"	0,9...1,1	81,9...135,2	73,7...148,7
Scanmix	S	1...2	70,1...116,5	70,1...233
Siltek	S-10	1,0	81,8...101,2	81,8...101,2
	S-12	1,1	101,5...133	111,7...146,3
Універсальні шпаклівки				
Polirem	СШп-431 "Екстра"	1,5	68,7...82,4	103,1...123,6
Scanmix	ТТ	2...3	49,1...78	98,2...234
Ceresit	СТ225	1,4	113...146,2	158,2...204,7

Для визначення комплексного показника ефективності K_i було відібрано 18 фізичних показників (x_{ji}) див. таб. 1 - 6. Потім були використані функції перетворення фізичних показників у безрозмірні (функції бажаності), для яких Є. Харрінгтон застосував криві Гомперца:

$$d_j = \exp[-\exp(-y_j)], \quad (1)$$

де $y_j = f(x_j)$ - безрозмірний допоміжний показник перетворення фізичних показників у показники ефективності. Для кращого сприйняття весь інтервал функції бажаності поділений на ряд психологічних проміжків, які відповідають градаціям ефективності: погано, задовільно, добре та відмінно. Всередині основних проміжків (задовільно, добре і відмінно) були вибрані базові точки, які відповідають граничним значенням показників ефективності. За Харрінгтоном значення d_{ji} в них відповідно становить 0,37; 0,63; 0,80. При цьому значення допоміжних показників (y_{ji}) буде становити відповідно 0; 0,77; 1,53. В загальному вигляді функцію перетворення можна запастати, як

$$y_j = a_0 + a_1 x_j, \quad (2)$$

при рівномірній лінійній шкалі зростання значення фізичного показника; та



$$y_j = a_0 + a_1x_j + a_2x_j^2, \quad (3)$$

при нерівномірній (нелінійній) шкалі зростання значення фізичного показника. Коефіцієнти були визначені в результаті розв'язання системи рівнянь для відповідних значень фізичних та допоміжних показників у граничних точках (задовільно, добре, відмінно) (таб. 7).

Значення фізичних показників у граничних точках були прийняті згідно вимог нормативних документів [9], експертних оцінок та наявного досвіду застосування шпаклівок.

Таблиця 7

Параметри функції перетворення натуральних (x_{ji}) на допоміжні (y_{ji}) показники

j	Назва фізичного показника (x_{ji})	Коефіцієнти функції перетворення			Граничні значення x_{ji} при визначенні допоміжних показників y_{ji}		
		a_0	a_1	a_2	Задовільно, $y_{ji}=0$	Добре, $y_{ji}=0,77$	Відмінно, $y_{ji}=1,53$
1	Кількість можливих варіантів основи, шт	-0.219	0.219	-	1	-	8
2	Мінімальна товщина шару, мм	1.836	-0.612	-	3	-	0.5
3	Максимальна допустима глибина локальних тріщин, мм	-0.27	0.09	-	3	-	20
4	Максимальний розмір частинок заповнювача, мм	1.821	-3.643	-	0.5	-	0.08
5	Міцність зчеплення з основою, Мпа	-3.825	7.65	-	0.5	-	0.7
6	Міцність на стиск, Мпа	-0.219	0.087	-	2.5	-	20
7	Паропроникність, мг/(м×год×Па)	-3.06	30.6	-	0.1	-	0.15
8	Моростійкість, цикл	-3.06	0.061	-	50	-	75
9	Термін придатності готової суміші, год	-0.75	1.481	0.04	0.5	1	4.5
10	Максимальна вологість повітря, %	-2.295	0.038	-	60	-	100
11	Тривалість витримування перед наступним загладжуванням, хв	1.836	-0.061	-	30	-	5
12	Тривалість витримування перед нанесення наступного шару, год	1.67	-0.035	-	48	-	4
13	Тривалість витримування перед наступним шліфуванням, год	1.836	-0.077	-	24	-	4
14	Тривалість витримування перед нанесення цементної шпаклівки, доби	3.06	-1.53	-	2	-	1
15	Тривалість витримування перед нанесення гіпсової шпаклівки, доби	6.12	-0.219	-	28	-	21
16	Тривалість витримування перед нанесення фарби, доби	1.785	-0.255	-	7	-	1
17	Тривалість витримування перед наклеюванням шпалер, доби	1.785	-0.255	-	7	-	1
18	Орієнтовна вартість СБС 1м2 поверхні, при товщині шару 1мм, грн	1.913	-0.008	-	250	-	50

Після цього, використавши необхідні залежності та отримані значення в граничних точках, було розраховано допоміжні безрозмірні показники (y_{ji}) для кожного фізичного показника (x_{ji}). Після встановлення за допомогою функції бажаності психологічних показників d_{ji} було вираховано комплексний показник ефективності як середнє геометричне значення ряду показників:

$$K_i = \sqrt[n]{\prod_{j=1}^n d_{ji}} \quad (4)$$

де n - кількість фізичних показників (x_{ji}), які було відібрано для дослідження. В статті розглянуто 18 фізичних показників.

В результаті виконання необхідних розрахунків були отримані комплексні показники ефективності застосування цементних та цементно-вапняних шпаклівок з СБС для вирівнювання поверхонь, які наведені у вигляді діаграми (рис 1).

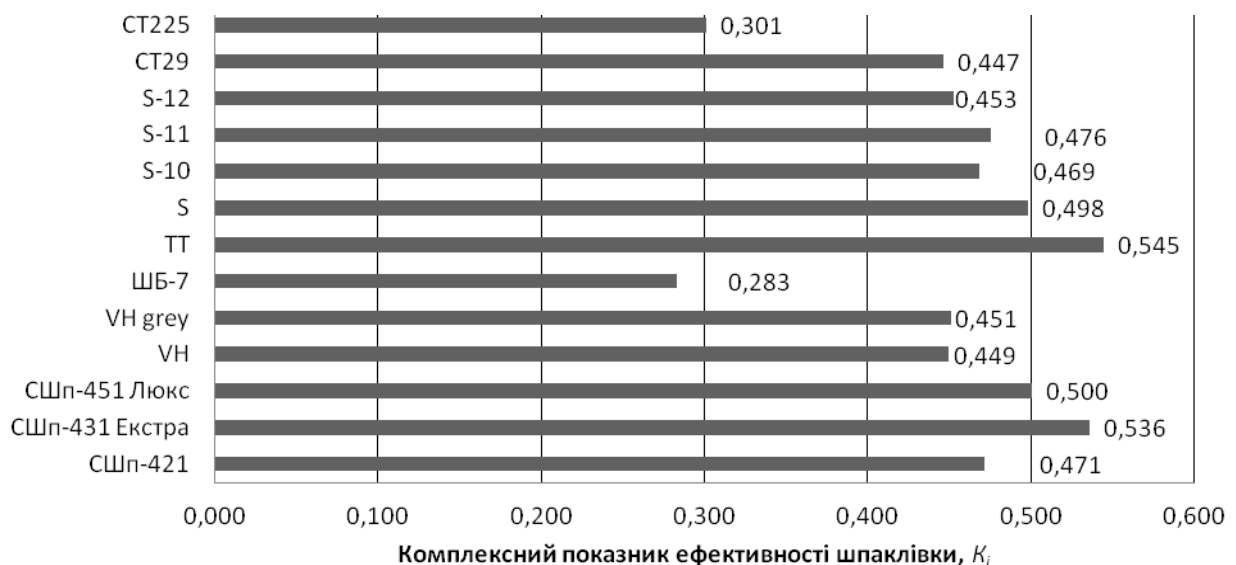


Рисунок 1. Комплексні показники ефективності цементних та цементно-вапняних шпаклівок.

Результати аналізу виявили, що найбільш позитивні показники ефективності мають шпаклівки ТТ (0,545) торгової марки Scanmix та СШп-431 Екстра (0,536) і СШп-451 "Люкс" (0,500) торгової марки Polirem. Ці значення знаходяться в інтервалі психологічних показників "добре" - "задовільно". Найнижчі показники ефективності мають шпаклівки ШБ-7 (0,283) та СТ225 (0,301) відповідно торгових марок Polimin та Ceresit. Ці значення знаходяться нижче задовільного рівня.

Висновки

1. Дослідження за комплексним показником ефективності показали, що із 15 розглянутих шпаклівок 11 задовольняють узагальнені бажані вимоги.
2. Найвищий показник ефективності має шпаклівка ТТ торгової марки Scanmix, який свідчить про значну універсальність цієї шпаклівки.

Література

1. www.ceresit.ua - Сайт торгової марки "Ceresit" компанії «Хенкель Баутехнік (Україна)».
2. www.siltek.kovalska.com/ua - Сайт торгової марки "Siltek" компанії ПрАТ «Термінал-М» із Промислово-будівельної групи «Ковальська».
3. www.polimin.ua - Сайт торгової марки "Polimin" групи компаній "Фомальгаут".
4. www.weber-vetonit.ru - Сайт торгової марки "Weber. Vetonit" компанії ТОВ "Сен-Гобен Строительная Продукция Рус".
5. www.polirem.ua - Сайт торгової марки "Polirem" компанії ТОВ "Полірем-Центр".
6. www.scanmix.ua - Сайт торгової марки "Scanmix" компанії ТОВ "Сканмікс-Україна".
7. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 280 с.
8. ДБН В.2.6-22-2001. Улаштування покриттів із застосуванням сухих будівельних сумішей: Конструкції будинків і споруд. - К.: Державний комітет будівництва, архітектури і житлової політики України, 2001 р. - 51с. - Чинний з 1.01.2002.



УДК 69:338.45; 699.8; 624.012.3/.4;278

А.С. Ваколук, здобувач кафедри менеджменту в будівництві КНУБА

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРОЦЕСІВ ОРГАНІЗАЦІЇ БУДІВНИЦТВА

АНОТАЦІЯ. *Забезпечення надійності процесів організації будівництва передбачає власне визначення поняття «надійність організаційних процесів будівництва». Для забезпечення надійності роботи системи необхідно мінімізувати ймовірність настання ризиків та ступень їх впливу. З цією метою доцільно застосовувати системний підхід, а саме визначити причини та місця виникнення відмов, способи забезпечення надійності будівельних процесів, показники для вимірювання рівня надійності та набір відповідних управлінських рішень. Визначені основні причини відмов у будівництві та основні підходи до забезпечення надійності будівельних процесів.*

Ключові слова: *надійність; відмова; процеси організації; ризики; організація будівництва*

ABSTRACT. *The definition of "reliable organizational processes of construction" is represented. To ensure the reliability of the system is necessary to minimize the likelihood of risks and their impact. For this purpose, it is advisable to apply a systematic approach: to determine the cause and location of failure, how to ensure the reliability of construction processes, to define indicators to measure the level of reliability and a set of appropriate management decisions. The main causes of failures in the building and the main approaches to ensure the reliability of the construction process are defined*

Keywords: *reliability; failures; processes of the organization; risks; organization of construction.*

Вступ. Постановка задач досліджень. В сучасних умовах функціонування будівельної галузі, що характеризуються обмеженістю наявних фінансових ресурсів, як ніколи актуальною є задача їх ефективного використання, яка полягає не лише у мінімізації відповідних витрат, але й розробці механізму гарантування очікуваного результату – вчасного завершення будівництва об'єкта із заданими якісними характеристиками. Вирішення такої задачі досягається шляхом забезпечення надійності процесів організації будівництва.

Виклад основного матеріалу. Організація будівництва включає цілий цикл різноманітних процесів. Так, відповідно до [1] організація будівельного виробництва полягає у спрямуванні організаційних, технічних, технологічних рішень і заходів суб'єктів будівельного виробництва на дотримання вимог щодо:

- раціональної організації виробничого процесу та управління будівництвом;
- узгодженої діяльності виконавців робіт із будівництва, врахування їх виробничо-господарських та економічних можливостей і інтересів;
- виконання робіт із врахування індивідуальних характеристик об'єктів будівництва (архітектурно-планувальні та конструктивні рішення), умов їх будівництва (особливі умови будівельного майданчика та умови виконання робіт), складу та обсягів робіт, виділення в будові черг будівництва або пускових комплексів тощо;
- раціональної технології виконання будівельно-монтажних робіт (технологічна послідовність, правила виконання, енергоефективність, підбір виконавців, матеріалів, технічних засобів);
- виконання робіт сезонного характеру, включаючи окремі види підготовчих робіт, у найбільш сприятливу пору року (якщо вимогами замовника не передбачено інше);
- забезпечення якості будівельної продукції;
- строків та вартості будівництва об'єктів (з урахуванням умов фінансування);
- забезпечення комплексної безпеки будівництва;
- приймання виконаних робіт і закінчених будівництвом об'єктів.

Відповідно до [2] надійність у техніці - властивість об'єкта зберігати у часі в установлених межах значення всіх параметрів, які характеризують здатність виконувати потрібні функції в заданих режимах та умовах застосування, технічного обслуговування, зберігання та транспортування. Надійність є комплексною властивістю, що залежно від

призначення об'єкта і умов його застосування, може містити в собі безвідмовність, довговічність, ремонтпридатність та збережуваність чи певні поєднання цих властивостей.

Виробничий процес - систематичне та цілеспрямоване змінювання в часі та просторі кількісних та якісних характеристик засобів виробництва і робочої сили для отримання готової продукції з вихідної сировини згідно із заданою програмою [3,4].

Таким чином, **надійність організаційних процесів будівництва** це – комплексна властивість процесів будівництва здійснюватись у заданих режимах і параметрах, та забезпечувати задану тривалість, якість, вартість виконаних робіт.

Стан об'єкта, при якому він здатний виконувати задані функції, зберігаючи значення заданих параметрів у межах, встановлених нормативно-технічною документацією, називають працездатним. Подія, що полягає в порушенні працездатності об'єкта, називають відмовою [5].

Основною кількісною характеристикою надійності системи є ймовірність безвідмовної роботи протягом заданого часу t . Таким чином надійність системи характеризується ймовірністю настання подій, які зумовлюють відмову роботи системи, тобто ризиків. Для забезпечення надійності роботи системи необхідно мінімізувати ймовірність настання ризиків та ступень їх впливу. З цією метою доцільно застосовувати системний підхід, а саме визначити причини та місця виникнення відмов, способи забезпечення надійності будівельних процесів, показники для вимірювання рівня надійності та набір відповідних управлінських рішень.

Основні причини відмов у будівництві можуть бути згруповані наступним чином [7]:

- **технічні:**
 - несправність грузових машин та механізмів, транспортних засобів та засобів малої механізації;
 - вихід з ладу тимчасових інженерних систем та комунікацій;
 - низька якість матеріалів, деталей, конструкцій, полуфабрикатів та виконаних робіт;
 - зміна проектних рішень в процесі будівництва;
 - відсутність та поломка засобів вимірювання і контролю, інструментів та приладдя;
 - недоліки проектування технологій;
 - порушення правил техніки безпеки, правил протипожежних заходів;
 - поява непередбачуваних робіт;
 - зміна чисельного складу ланок і бригад, ефективних способів виробництва робіт.
- **технологічні порушення:**
 - порушення прийнятої технології виконання робіт;
 - усування недоліків, переробка неякісно виконаних робіт;
- **організаційні:**
 - порушення терміну надання або підготовки будівельного майданчику чи фронту робіт;
 - несвоєчасне забезпечення проектною документацією;
 - порушення погоджених термінів виконання робіт будь-якою зі сторін;
 - зміни запланованої послідовності робіт;
 - помилки обчислювальної техніки;
 - відсутність необхідних ресурсів або порушення термінів їх поставки;
 - відсутність робітників необхідної спеціальності та кваліфікації;
- **управлінські:**
 - відсутність виробничого зв'язку або його порушення;
 - невірне прийняття рішень або доведення їх до виконавця;
 - помилки планування та управління;
 - отримання недостовірної та необ'єктивної інформації;
 - недоліки структури управління;



- недосконалість оперативного планування та управління;
- відсутність або некомпетентність диспетчерської служби, апарату управління;
- некомпетентність керівництва та необґрунтовані вольові рішення, що стосуються корегування плану протягом року;
- **соціальні:**
 - невихід або запізнення на роботу виконавців;
 - невиконання виробничого завдання при повному забезпеченні робіт;
 - низька кваліфікація виконавців;
 - навмисна порча або крадіжка обладнання, інструментів чи матеріалів;
 - відсутність зацікавленості робітників та інженерно-технічних працівників в своєчасному та якісному виконанні робіт;
 - незабезпеченість робітників нормальними побутовими умовами та харчуванням;
- **кліматичні:**
 - снігопади;
 - ожеледиця;
 - вітер вище 6 балів;
 - злива;
 - мороз нижче 27 градусів;
 - спека більше ніж 27 градусів;
 - стихійні лиха.

Розрізняють такі основні підходи до забезпечення надійності будівельних процесів [6]:

- формування та реалізація методів організації робіт, найбільш доцільних для показників надійності;
- розробка способів створення резервів часу і ресурсів у складі планових та управляючих рішень, що сприяють підвищенню рівня надійності;
- формування у складі планових та управляючих рішень дублюючих методів організації та технології виконання окремих комплексів робіт, що забезпечують дотримання прийнятих показників надійності;
- розробка планових та управляючих рішень з урахуванням компенсації можливих зовнішніх впливів для підвищення рівня надійності.

Реалізація викладених підходів потребує побудови системи оцінки рівня надійності будівельних процесів, що має складатись з кількісних та якісних показників.

Література

1. ДБН А.3.1-5:2009 Організація будівельного виробництва
2. ДСТУ-2860-94 Надійність техніки. Терміни та визначення
3. ДСТУ 2974-94 Технологічне підготовлення виробництва. Основні терміни та визначення.
4. ДСТУ 2960-94 Організація промислового виробництва. Основні поняття. Терміни та визначення.
5. Шалягин, Г.Л. Организационно-технологическая надежность: метод. пособие по проведению практических занятий / Г.Л. Шалягин, И.В. Потапова – Хабаровск : Изд-во ДВГУПС, 2006.– 52 с.
6. Абдуллаев Г.И. Основные направления повышения надежности строительных процессов // Инженерно-строительный журнал. – №4. – 2010. – с. 59-60
7. Жавнеров П.Б., Гинзбург А.В. Повышение организационно-технологической надежности строительства за счет структурных мероприятий.- ФГБОУ ВПО «МГСУ»

Моделювання технологічних процесів

УДК 621.9.62-92

О.В. Узунов, д.т.н., О.С. Галецький, асистент

БУДОВА ГІБРИДНОГО ПОЗИЦІЙНОГО ПРИВОДУ ТА МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ ЙОГО СКЛАДОВИХ ЧАСТИН

АНОТАЦІЯ. Рассмотрены вопросы создания позиционного привода для технологического оборудования, удовлетворяющего требованиям гибкости и энергоэффективности. Повышение этих показателей достигается применением контроллерного программного управления в сочетании с объемным принципом регулирования положения рабочего органа. Команды контроллера преобразуются пневмогидравлическим дозатором в порции рабочей жидкости, подаваемые в полости гидравлического исполнительного устройства, шток которого позиционирует рабочий орган. Разработанные математические модели компонентов позволяют построить модель привода для исследования его работы и выбора рационального соотношения параметров.

ANNOTATION. Creation problems of positional drive for processing equipment, serving flexibility and power efficient has been considered. Increase of these characteristics is reached by using program control in aggregate with bulk principle of position regulation of actuator. Controller commands are converted by hydropneumatic proportional in portions of working fluid, wish are supplied in hydraulic actuating device interstice, actuator is positioned by shaft. Developed math component models let build drive model for research its work and rational parameters relation choosing.

Актуальність, постановка проблеми, ціль і задачі досліджень.

Ефективність технологічного обладнання в значній мірі залежить від характеристик приводів, що використовуються. Серед таких приводів широке застосування знайшли приводи, які забезпечують позиціонування робочих органів. Сучасне виробництво висуває нові вимоги до позиційних приводів: високі гнучкість та енергоефективність. Під гнучкістю розуміють можливість швидкого переналаштування приводу на виконання потрібних технологічних операцій та відносно широкий діапазон технічних характеристик, які можуть бути забезпечені. Це досягається за рахунок оперативної зміни програми роботи приводу при його керуванні від контролера або комп'ютера при наявності потенційних можливостей приводу забезпечувати потрібні характеристики. Що стосується енергоефективності, то її підвищення досягне за рахунок використання раціонального принципу керування, відповідної організації структури та компонентного складу приводу. У відомих позиційних приводах використовують об'ємний або дросельний принцип керування, що в значній мірі визначає їх енергоефективність та гнучкість (таблиця 1) [1,2].

Таблиця 1

Властивості позиційних приводів, побудованих на різних принципах керування

Тип приводу	Принцип керування	Властивості	
		Гнучкість	Енергоефективність
Електро-гідравлічний	Об'ємний	«-» (для узгодженої роботи з контролером є необхідним введення додаткового приводу керування)	«+» (Забезпечує ККД до ~90%)
Електро-гідравлічний, Електро-пневматичний	Дросель-ний	«+» (узгодження роботи з контролером є більш простим)	«-» (значні енергетичні втрати)
Гібридний (електропневмогідравлічний)	Об'ємний	«+»	«+»

Використання дросельного принципу керування (табл. 1) забезпечує приводу гнучкість, за рахунок узгодженості з контролером або комп'ютером, але суттєво знижує його енергоефективність. В той час як використання в приводі об'ємного принципу керування дозволяє отримати високу енергоефективність, але значно ускладнює його узгодження з керуючим пристроєм. Проблема полягає в відсутності компромісного рішення яке, при використанні об'ємного принципу керування з відповідною організацією позиційного приводу, дозволило б раціонально узгодити його з контролером або комп'ютером та забезпечити гнучкість при високій енергоефективності. При цьому потенційні можливості отримання потрібних властивостей привода частково створює використання гібридної будови, що комбінує електричні, пневматичні та гідравлічні компоненти.

Ціллю роботи є підвищення гнучкості та енергоефективності позиційного приводу за рахунок використання гібридної будови та вибору раціональних значень параметрів компонентів. В роботі вирішувались задачі розробки принципової схеми гібридного позиційного приводу та математичних моделей його складових частин.

Принципова схема гібридного позиційного приводу. В основу розробленого позиційного привода покладено об'ємний принцип керування, який реалізовано відповідною структурною організацією та компонентним складом (рис. 1). [3]

У якості носія енергії на вході в привод використано стисле повітря. Особливостями

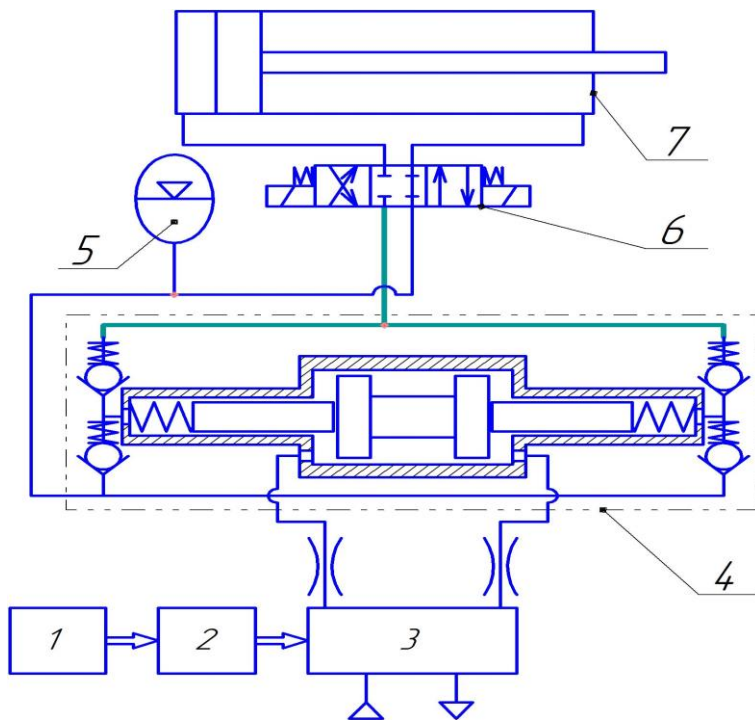


Рисунок 1. Принципова схема гібридного позиційного приводу:

1 – контролер; 2 – блок узгодження; 3 – блок комутації стисненого повітря; 4 – пневмогідравлічний дозатор; 5 – пневмогідравлічний акумулятор; 6 – розподільник; 7 – гідравлічний виконавчий пристрій.

привода, з врахуванням декількох фаз роботи пневмогідравлічного дозатора та різної природи елементів. Оскільки в існуючих джерелах інформації не виявлено потрібної математичної моделі, то її створення було необхідним. Першим кроком до розробки моделі приводу було створення моделей складових частин.

Математичні моделі складових частин приводу. Зважаючи на складність процесу функціонування приводу для побудови його моделі було використано циклічно-модульний

принципової схеми приводу (рис. 1) є застосування пневмогідравлічного дозатора, що дозволяє формувати порції робочої рідини, які подаються у порожнину гідравлічного циліндру для позиціонування робочого органу. Програмне керування пневмогідравлічним дозатором через блок комутації стислого повітря забезпечує контролер. Така схема потенційно забезпечує приводу енергоефективність та гнучкість. Для переходу від принципового рішення до роботоспроможної конструкції приводу, яка має потрібні експлуатаційні характеристики, необхідно моделювання дії приводу. Процедура розробки математичної моделі гібридного приводу є достатньо складною. Це обумовлено необхідністю узгодження процесів, що забезпечують функціонування

підхід [4]. Математичну модель привода було розділено на складові частини - модель гідравлічного циліндру двохсторонньої дії та модель пневмогідравлічного дозатора (рис. 2). Математична модель пневмогідравлічного дозатора побудована в послідовності: визначено модулі, побудовано моделі модулів, проведено тестування модулів, узгоджено сумісну роботу модулів у складі моделі дозатора.

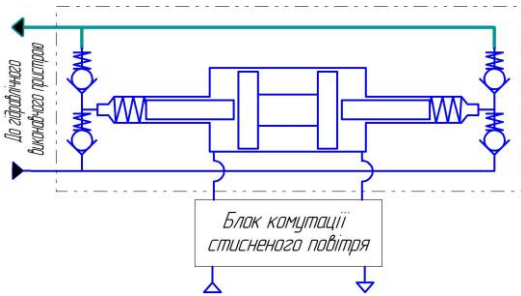


Рисунок 2. Пневмогідравлічний дозатор.

При визначенні модулів встановлено, що модулі є як в пневматичній, так і в гідравлічній частині дозатора. В кожній з цих частин також виявлено однотипні модулі. В пневматичній частині в такий модуль згруповано елементи: пневматичний дросель, що імітує опір трубопроводів, пневматичну камеру, поршень (рис. 3 а). Типовий модуль гідравлічної частини включає елементи: плунжер, гідравлічну камеру, пружину, гідравлічний дросель (рис. 3 б).

На основі аналізу схеми модуля пневматичної частини виявлено комплект типових елементів, які забезпечують виконання окремих дій в процесі функціонування дозатора. Об'єднання типових елементів відповідно до порядку дій процесу дозволило отримати схему будови моделі модуля (рис. 4).

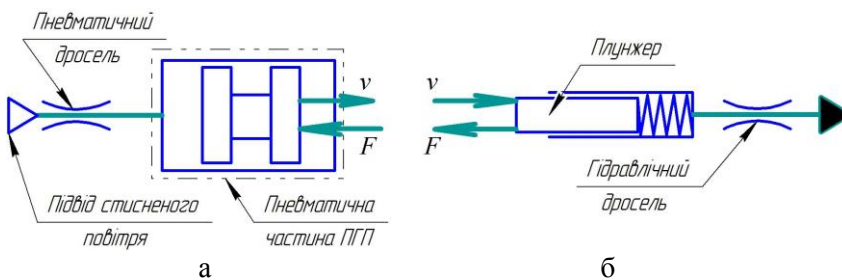


Рисунок 3. Принципові схеми модулів пневмогідравлічного дозатора: а – модуль пневматичної частини; б – модуль гідравлічної частини.

каналів розташований пневматичний дросель 3, 4. Виходи дроселів 3 та 4 з'єднані з елементом логіки 5. Елемент логіки 5 приймає рішення про подачу стислого повітря в залежності від режиму (надкритичний або підкритичний) до елементу 6 розгалужувала потоку. Витрата через елемент 6 поступає до камери змінного об'єму 7 в якій відбувається зростання тиску. Зміна тиску в камері 7 через елемент 6 передається до елементу логіки 5 та до пневмомеханічного перетворювача 8. Дія тиску на поршень пневмомеханічного перетворювача 8 призводить до виникнення сили, яка через розгалужувачі механічної енергії 9 та 12 поступає до рухомої маси 14. Під дією сили маса 14 починає рухатись при цьому її швидкість та переміщення передаються до елементу „умовне з'єднання” 10, який в поєднанні з опорою 11 імітує обмеження ходу. Швидкість руху маси 14, через елемент 12 передається на пару тертя 13, яка взаємодіє з опорою 15. Сила супротиву від пари тертя 13 діє на елемент 12, де відбувається векторне складання з силами від дій елементів 9 та 14. Переміщення та швидкість маси 14 передається також на поршень пневмомеханічного перетворювача 8. Ця швидкість, в свою чергу, визначає витрату стислого повітря, яка споживається при русі поршня та відбирається через елемент 6 від витрати, яка потрапляє в камеру 7. Переміщення поршня також змінює об'єм камери 7. Зміна витрати, яка потрапляє до камери 7 та об'єму цієї камери, також впливає на зміну тиску в ній і відповідно на величину тиску на виході елементів 3 та 4. Результатом роботи модуля є переміщення і швидкість руху пневматичного поршня.

На основі схеми будови моделі (рис.4) записана система математичних рівнянь (1), що відображає функціонування модуля.

Функціонування модуля, відповідно до схеми, відбувається наступним чином.

Елемент 1 імітує подачу стисненого повітря від блоку комутації до елемента розгалужувача потоку 2, в якому повітря розподіляється між двома каналами. В кожному з

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{1,1} = p(t); \\ p_{2,1} = p_{1,1}; \\ p_{2,2} = p_{2,3} = p_{2,1}; \\ p_{3,1} = p_{2,2}; \\ p_{4,1} = p_{2,3}; \\ q_{3,2} = 0.0899 \cdot \mu \cdot f \cdot p_{3,1} \cdot \sqrt{\sigma^k - \sigma^{\frac{k+1}{k}}} \cdot \text{sign}(\sigma^k - \sigma^{\frac{k+1}{k}}); \\ q_{5,1} = q_{5,2} = q_{3,2}, \text{ при } \sigma = \frac{p_{7,1}}{p_{3,1}} < 0.528; \\ q_{4,2} = 0.02326 \cdot \mu \cdot f \cdot p_{4,1}; \\ q_{5,1} = q_{5,3} = q_{4,2}, \text{ при } \sigma = \frac{p_{7,1}}{p_{4,1}} > 0.528; \\ q_{6,1} = q_{5,1}; \\ q_{6,2} = q_{6,1} - q_{6,3}; \\ q_{7,1} = q_{6,2}; \\ \frac{dp_{7,1}}{dt} = \frac{k \cdot R \cdot T_M \cdot q_{7,1} - k \cdot p_{7,1} \cdot \Delta V}{V_0 + \Delta V}; \end{array} \right.$$

$$\left\{ \begin{array}{l} p_{6,2} = p_{7,1}; \\ p_{6,1} = p_{6,3} = p_{6,2}; \\ p_{8,1} = p_{6,3}; \\ F_{8,2} = p_{8,1} \cdot S; \\ F_{9,1} = F_{8,2}; \\ F_{9,3} = F_{9,1}; \\ F_{12,1} = F_{9,3}; \\ F_{12,3} = F_{12,1} - F_{12,2}; \\ F_{14,1} = F_{12,3}; \\ \frac{dv_{14,1}}{dt} = \frac{F_{14,1}}{m}; \\ F_{12,2} = b \cdot v_{12,2}; \\ h_{12,2} = \int v_{12,2} dt; \\ v_{8,2} = v_{14,1} = v_{12,2}; \\ q_{6,3} = v_{8,2} \cdot s; \\ v_{15,1} = 0, h_{15,1} = 0, \text{ при } h \geq h_{\max}, \end{array} \right. \quad (1)$$

де $p_{1,1}$ - тиск на вході до пневматичної камери; $q_{3,2}$ - витрата повітря через дросель в підкритичному режимі; $q_{4,2}$ - витрата повітря через дросель в надкритичному режимі; μ - коефіцієнт витратити; f - площа перерізу дроселя; σ - безрозмірний тиск; k - показник адиабати; p_2 - тиск у пневматичній камері; R - газова стала; T_M - абсолютна температура в магістральній лінії; V_0 - початковий об'єм пневматичної камери; ΔV - змінний об'єм

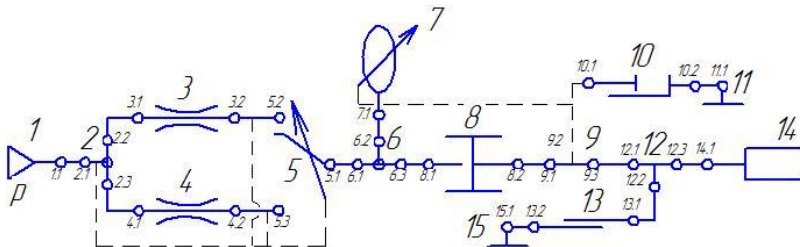


Рисунок 4. Схема будови моделі пневматичної частини дозатора.

пневмопоршні; h - переміщення пневматичного поршня;

Аналогічним чином побудована математична модель модулю гідравлічної частини дозатора. Схема будови моделі отримана на основі комплекту типових елементів, які поєднано відповідно до порядку виконання окремих дій у процесі функціонування (рис. 5).

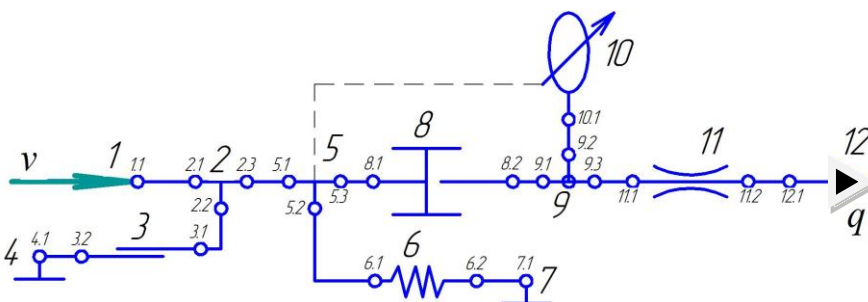


Рисунок 5. Схема будови модуля гідравлічної частини дозатора.

Вхідним сигналом є швидкість v та переміщення, що передаються від пневматичного поршня на елемент 2. Через елементи 2 та 5 швидкість передається на елемент 3 тертя, який створює силу спротиву, що діє на елемент 3. Переміщення передається на елемент 6 пружину, яка взаємодіє з опорою 7 і

пневматичної камери; v - швидкість руху пневматичного поршня; S - ефективна площа пневматичного поршня; b - коефіцієнт в'язкого тертя; $F_{8,2}$ - зусилля, що створюється на

Вхідним сигналом є швидкість v та переміщення, що передаються від пневматичного поршня на елемент 2. Через елементи 2 та 5 швидкість передається на елемент 3 тертя, який створює силу спротиву, що діє на елемент 3. Переміщення передається на елемент 6 пружину, яка взаємодіє з опорою 7 і

створює силу, яка передається на елемент 5. Дія швидкості і переміщення на механогідравлічний перетворювач 8 призводить до виникнення витрати робочої рідини на його виході і зміні об'єму камери 10. Витрата від елементу 8 через елемент 9 потрапляє у камеру 10, де призводить до збільшення тиску. Зміна тиску в камері 10 через елемент 9 передається на елементи 8 та 11. Це призводить до виникнення витрати через елемент 11, яка відбирається через елемент 9 від витрати, що підводиться до камери 10. Зміна тиску в елементі 9 призводить також до зміни тиску в гідравлічній частині механогідравлічного перетворювача 8 і відповідно зміні сили на його поршень. Ця сила в елементах 5 та 2 взаємодіє з силами від дії пружини та силою тертя. Результуюча сила передається через елемент 2 на вхід модулю. У відповідності до схеми будови моделі записана система рівнянь моделі модулю гідравлічної частини дозатора (2).

На основі систем рівнянь (1) та (2) в програмі Simulink побудовано математичні моделі пневматичного та гідравлічного модулів.

Для тестування роботоспроможності математичних моделей використані наступні значення параметрів: діаметр пневматичного поршня – 20 мм; діаметр гідравлічного плунжера – 5 мм; робочий хід пневматичного поршня – 10 мм; тиск живлення пневматичної частини – 7 бар.

Аналіз характеру робочих процесів в кожному з модулів показав їх відповідність фізичним законам, що підтвердило коректність роботи моделей (рис. 6).

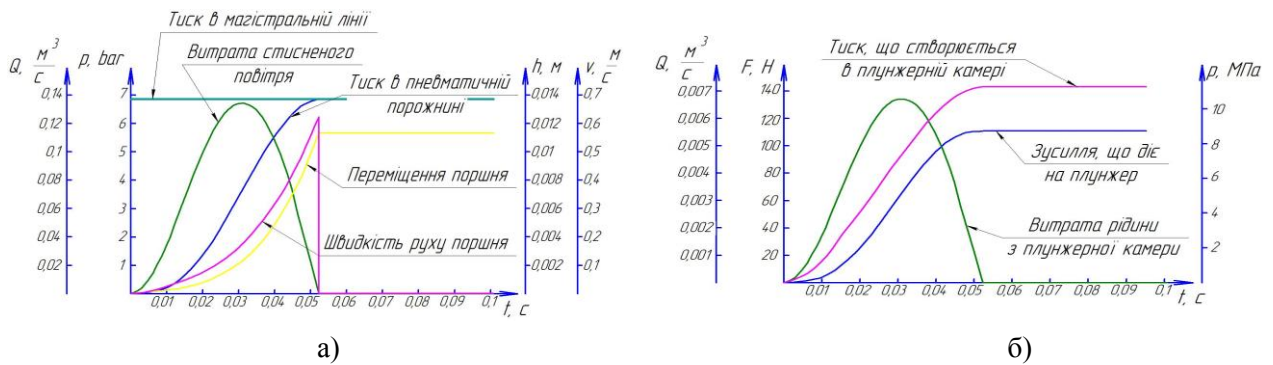


Рисунок 6. Результати тестування математичних моделей модулів пневмогідравлічного дозатора а) – модуль пневматичної частини; б) – модуль гідравлічної частини.

$$\begin{cases}
 v_{1,1} = v(t); & h_{5,2} = \int v_{5,2} dt; & p_{9,2} = p_{10,1}; \\
 v_{2,1} = v_{1,1}; & h_{6,1} = h_{5,2}; & p_{9,1} = p_{9,3} = p_{9,2}; \\
 v_{2,2} = v_{2,3} = v_{2,1}; & h_{6,2} = h_{7,1}; & p_{8,2} = p_{9,1}; \\
 v_{3,1} = v_{2,2}; & h_{7,1} = 0; & F_{5,3} = F_{8,1}; \\
 v_{3,2} = v_{4,1}; & F_{6,1} = c \cdot (h_{6,1} - h_{6,2}); & F_{8,1} = p_{8,2} \cdot S; \\
 v_{4,1} = 0; & F_{5,2} = F_{6,1}; & F_{5,1} = F_{5,2} + F_{5,3}; \\
 F_{3,1} = b \cdot (v_{3,1} - v_{3,2}); & v_{8,1} = v_{5,3}; & F_{2,1} = F_{2,2} + F_{2,3}; \\
 F_{2,2} = F_{3,1}; & q_{8,2} = v_{8,1} \cdot S; & F_{1,1} = F_{2,1}; \\
 v_{5,1} = v_{2,3}; & q_{9,1} = q_{8,2}; & q_{11,1} = q_{9,3}; \\
 v_{5,2} = v_{5,3} = v_{5,1}; & q_{9,2} = q_{9,1} - q_{9,3}; & p_{11,1} = p_{9,3}; \\
 v_{6,1} = v_{5,2}; & q_{10,1} = q_{9,2}; & q_{11,2} = \mu \cdot f \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} |p_{11,1} - p_{11,2}|} \cdot \text{sign}(p_{11,1} - p_{11,2}); \\
 & \frac{dp_{10,1}}{dt} = \frac{E}{V_0 - \Delta V} q_{10,1}; & q_{12,1} = q_{11,2}; \\
 & & p_{12,1} = 0; \\
 & & p_{11,2} = p_{12,1},
 \end{cases} \quad (2)$$

де v - швидкість руху гідравлічного плунжера; k - коефіцієнт жорсткості пружини; ρ - густина робочої рідини; E - модуль пружності рідини; μ - коефіцієнт витрати; f - площа перерізу дроселюю чого отвору; $p_{10,1}$ - тиск, що створюється в плунжерній камері.

Моделі модулів використано для побудови моделі пневмогідралічного дозатора. Для цього визначено змінні, що забезпечують взаємодію модулів, і за їх допомогою, виконано об'єднання модулів в модель пневмогідралічного дозатора (рис. 7).

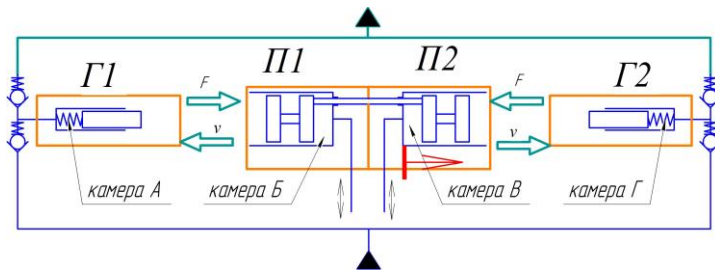


Рисунок 7. Схема взаємодії одностипних модулів у пневмогідралічному дозаторі.

„Г”. Водночас з'єднання камери „Б” з атмосферою призводить до падіння в ній тиску, збільшення об'єму камери „А” та всмоктування в неї робочої рідини. Вказані процеси відповідають процесам в пневмогідралічному дозаторі. Після досягнення торцевої стінки поршні та плунжери зупиняються, що відповідає фіксації їх положення на графіку процесу переміщення. В цей момент змінюється канал підключення стисненого повітря в пневмогідралічному дозаторі. Повітря під тиском подається в камеру „Б”, а камера „В” сполучається з атмосферою. Це призводить до початку зворотного руху поршнів та плунжерів. При цьому на графіках спостерігається зростання тиску в камері „А” та падіння тиску в камері „Г”, що призводить до всмоктування робочої рідини. При досягненні лівої торцевої стінки поршні і плунжери зупиняються. Потім змінюється канал підключення стисненого повітря і цикл повторюється.

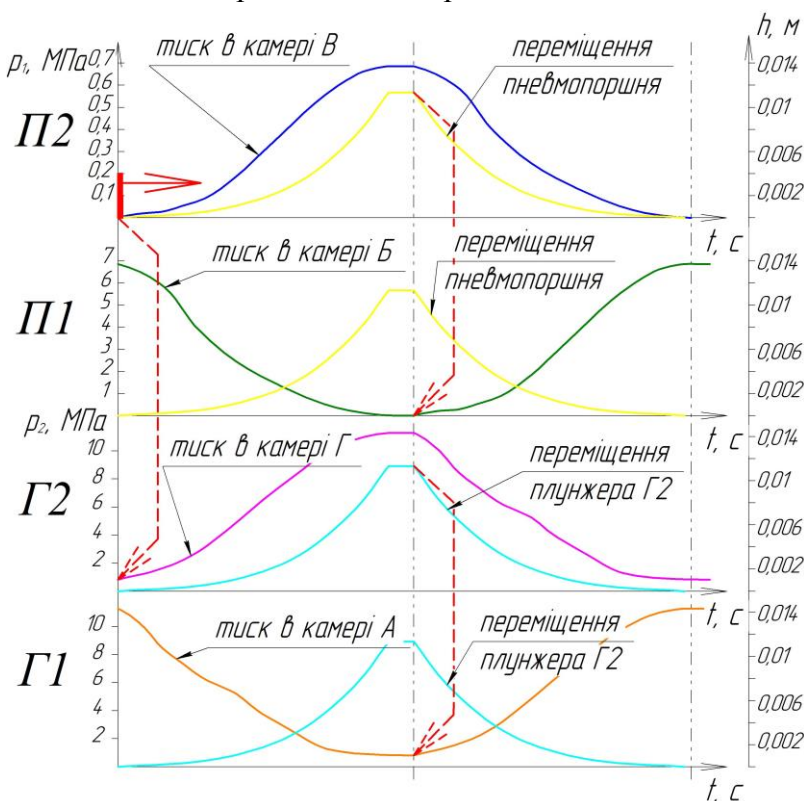


Рисунок 8. Графіки процесів у пневмогідралічному дозаторі.

Моделювання дії пневмогідралічного дозатора (рис. 8) показало, що при подачі тиску в камеру „В” пневматичний поршень П2 разом з пневмопоршнем П1 та гідравлічними плунжерами Г1, Г2 рухаються до моменту досягнення упору. Подача стисненого повітря в камеру „В” призводить до зростання в ній тиску та зростанні тиску в камері

Аналіз результатів моделювання підтвердив коректну взаємодію моделей модулів у складі моделі пневмогідралічного дозатора. Це дозволяє перейти до перевірки адекватності моделі та після її підтвердження перейти до визначення раціональних параметрів пневмогідралічного дозатора для забезпечення потрібних експлуатаційних характеристик.

Висновки

1. Запропонована принципова схема гібридного позиційного приводу створює потенційні можливості для забезпечення його гнучкості та енергоефективності.

2. Розроблені математичні моделі пневматичного і гідравлічного модулів, а також

модель пневмогідралічного дозатора, коректна робота яких підтверджена результатами тестових іспитів, можуть бути використані для побудови математичної моделі гібридного позиційного приводу.

3. Застосування циклічно-модульної будови математичної моделі пневмогідравлічного дозатора дозволило скоротити термін її створення за рахунок використання однотипних модулів і зменшення кількості ітерацій при налагодженні моделі.

Література

1. Лещенко В.А. Гидравлические следящие приводы станков с программным управлением., М.: Машиностроение, 1975, 288с.
2. Гамынин Н.С. и др. под ред. Лещенко В.А. Гидравлический следящий привод. -М.: Машиностроение, 1968, 376 с.
3. Патент України №64197 на корисну модель, МПК (51) F15B 9/00. Позиційний привід /Узунов О.В., Ночніченко І.В.; заявники, подано 25.05.2011, опубліковано 25.10.2011, бюл. №20.
4. Узунов А.В. Циклично-модульный подход в задаче моделирования объектов с гидравлическими компонентами. Промислова гідроліка і автоматика. Всеукраїнський науково-технічний вісник. №1(23) 2009, стр. 61-66.
5. Герц Е.В., Крейнин Г.В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов., М.: Машиностроение, 1975, 238 с.
6. Узунов О.В., Галецький О.С., Ночніченко І.В. Уточнена методика вибору раціональних параметрів електрогідравлічного об'ємного приводу з числовим програмним керуванням Вісник національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут» серія машинобудування №62, 2011 р., стор. 255-259.



УДК 621.3013

В.А. Глива, д.т.н., професор КНУБА,
С.А. Теренчук, к.ф-м.наук, доцент КНУБА,
Т.М. Перельот аспірант Національного авіаційного університету, м. Київ

МОДЕЛІ І МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ МАГНІТНИХ ПОЛІВ ЕЛЕКТРОТЕХНІЧНОГО ОБЛАДНАННЯ ПРОМИСЛОВИХ БУДІВЕЛЬ

АНОТАЦІЯ. Запропоновані моделі і методи розрахунку параметрів магнітних полів поблизу обладнання, що живиться постійним електричним струмом.

Ключові слова: електротехнічне обладнання, електромагнітне навантаження, стаціонарні процеси, нестаціонарні процеси, магнітне поле.

ANNOTATION. The models and methods of calculation parameters of magnetic fields near equipment that feeds a constant electric current.

Keywords: electrical equipment, electromagnetic load stationary processes non-stationary processes magnetic field.

Вступ. Основними джерелами формування електромагнітного навантаження у виробничих приміщеннях і будівлях різного призначення є електричні та електротехнічні пристрої, що використовуються у виробничих процесах та у системах життєзабезпечення. Відомо, що електрична складова електромагнітного поля практично повністю екранується металевими матеріалами (металеві рукави електропроводки, корпуси електронного та електричного обладнання тощо), а магнітна складова має високу проникність, особливо це стосується низькочастотних електромагнітних полів. Тому оцінювання електромагнітного навантаження доцільно здійснювати саме за рівнями магнітних полів.

Сучасний стан проблеми. Найбільш надійним методом визначення електромагнітного навантаження є метод натурних вимірювань. Його використання доцільне й ефективне в умовах діючого виробництва за умови забезпечення постійного складу технічних засобів, що перебувають у експлуатації. Визначення електромагнітного навантаження в приміщеннях промислових будівель на стадії проектування виробничих потужностей, первинного монтажу та модернізації обладнання доцільним здійснюється розрахунковими методами.

Прогнозування буде надійним лише у випадку застосування моделей просторових розподілів магнітного поля, які адекватно відображають суперпозицію полів різних технічних засобів, що мають різні випромінювальні характеристики, за умови їх різного взаємного розташування. У роботі [1] отримано двовимірну модель розподілу магнітного поля багатьох джерел у площині перебування працюючих. Розроблене програмне забезпечення дозволяє отримати мапу екіпотенціальних рівнів напруженості магнітного поля в приміщенні, на якій області різних відтінків відповідають певним рівням напруженості магнітного поля. Однак, ця модель передбачає ідентичність джерел поля (персональні комп'ютери).

Задачі моделювання магнітних полів, що генеруються певними видами електричного обладнання присвячені роботі [2-4]. В [2] розглянуто модель зовнішнього магнітного поля трифазної електричної машини, в [3] - модель змінного магнітного поля, що створюється провідником зі струмом. Ці моделі мають локальний характер і цікаві лише з методологічних міркувань. Окрім того, вони використовують занадто складний математичний апарат, що не зовсім прийнятне для розв'язання задач охорони праці. Дослідження [4] присвячене розрахункам просторових розподілів магнітних полів чотирьох полюсних електричних машин. Перевагою роботи є визначення точок та поверхонь нульових рівнів магнітних полів, що дозволяє виявити в приміщеннях місця безпечного

перебування та пересування персоналу. При цьому, актуальною лишається задача визначення математичного апарату, що дозволить здійснювати розрахунок параметрів магнітних полів комплексу будь-якого електричного та електронного обладнання і буде прийнятним для застосування у працехоронній практиці.

Метою статті є формування математичного забезпечення розрахунків параметрів магнітних полів електротехнічного обладнання промислових будівель для використання у працехоронній практиці.

Виклад основного матеріалу. Неперервні у просторі та часі процеси, такі як поширення електромагнітних полів, описують диференційними рівняннями у частинних похідних. Розрізняють стаціонарні (незмінні у часі) та нестаціонарні (такі, що змінюються у часі) процеси.

Стаціонарні процеси описуються еліптичними, а нестаціонарні – гіперболічними та параболічними рівняннями. Проведені в [5] попередні дослідження показали, що рівні магнітних полів навіть потужного електричного обладнання (турбогенераторів) можна вважати стаціонарними. Окрім того, що більшість електротехнічного обладнання живиться електричним струмом промислової частоти 50Гц. Поля, що генеруються таким обладнанням мають таку саму частоту і є квазістаціонарними, тобто з практичних міркувань можуть вважатись стаціонарними [6].

Для моделювання таких полів використовується еліптичне рівняння Лапласа:

$$\Delta\varphi = 0, \quad (1)$$

де Δ – оператор Лапласа, $\Delta = \nabla^2$, де ∇ – оператор Гамільтона.

Цей оператор може бути використаний як для скалярних, так і для векторних функцій. У ортогональній системі координат рівняння Лапласа має вигляд:

$$\Delta^2\varphi = \frac{\partial^2\varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2\varphi}{\partial z^2} = 0, \quad (2)$$

де $\varphi(x, y, z)$ – скалярний потенціал магнітного поля.

Якщо електричний пристрій має форму, що наближена до циліндричної, то рівняння (1) у циліндричній системі координат набуває вигляду:

$$\Delta^2\varphi = \frac{1}{R} \frac{\partial^2\varphi}{\partial R^2} \left(R \frac{\partial\varphi}{\partial R} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2\varphi}{\partial \alpha^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2} \right) = 0 \quad (3)$$

де R – відстань від центру пристрою до точки визначення потенціалу; α – кут між напрямком R і віссю x або y .

Для визначення вектору-потенціалу магнітного поля доцільним є використання рівняння Пуассона, яке у випадку ізотропного середовища зі сталою магнітною проникністю ($\mu_x = \mu_y = \mu_z = const$) має вигляд:

$$\nabla^2 A = -\mu_a J \quad (4)$$

де A – векторний магнітний потенціал; J – вектор густини електроструму; μ_a – абсолютна магнітна проникність середовища ($\mu_a = \mu\mu_0$, μ – відносна магнітна проникність, μ_0 – магнітна стала). Для скалярних значень вектору-потенціалу використовують співвідношення:

$$\nabla^2 A_x = -\mu_a J_x, \nabla^2 A_y = -\mu_a J_y, \nabla^2 A_z = -\mu_a J_z \quad (5)$$

Значення векторного магнітного потенціалу отримуються інтегруванням:

$$A = \frac{\mu_a}{4\pi} \int_V \frac{JdV}{R} \quad (6)$$

Визначення фактичної індукції магнітного поля здійснюється з співвідношення:



$$B = \text{rot}A \quad (7)$$

Напруженості магнітного поля, у циліндричних координатах розраховують:

$$\begin{aligned} \text{rot}_r H &= \frac{1}{R} \frac{\partial H_z}{\partial \alpha} - \frac{\partial H_\alpha}{\partial z} \\ \text{rot}_\alpha H &= \frac{\partial H_r}{\partial z} - \frac{\partial H_z}{\partial R} \\ \text{rot}_z H &= \frac{1}{R} \left[\frac{\partial(RH_\alpha)}{\partial R} - \frac{\partial H_r}{\partial \alpha} \right] \end{aligned} \quad (8)$$

Для отримання частинних розв'язків рівнянь Лапласа і Пуассона необхідно задати граничні умови. На межі, якою є поверхня електротехнічного пристрою, у загальному випадку, для точок з координатами (x, y, z) що належать границі можуть бути задані граничні умови [7]:

- 1) *першого роду* – на границі надається значення функції $\varphi = f_1(x, y, z)$;
- 2) *другого роду* – надається приріст функції за напрямом нормалі \vec{n} до границі, тобто $d\varphi/dn = f_2(x, y, z)$;
- 3) *третього роду* – $d\varphi/dn + f_3(\varphi) = f_4(x, y, z)$.

На границі моделі можуть бути задані змішані граничні умови, тобто комбінація умов першого, другого та третього роду. Умови $\varphi = 0$ та $d\varphi/dn = 0$ є умовами однорідності.

Слід зауважити, що застосування граничних умов не є обов'язковим для більшості задач, які пов'язані з оцінкою безпеки. Це пояснюється достатнім віддаленням працюючих від обладнання. Винятком є електротехнічні пристрої великих розмірів.

Обговорення результатів. Порівняння результатів розрахунків рівнів магнітних полів за описаними методами, згідно яких урахується їх нестационарність [8], довели, що припущення стаціонарності (квазістаціонарності) цілком прийнятне для розв'язання задач, пов'язаних з електромагнітною безпекою магнітних полів електротехнічного обладнання в промислових будівлях. Однак, при плануванні та здійсненні розрахунків слід враховувати, що надані моделі не завжди дають прийнятні результати. Згідно [4], якщо електротехнічне обладнання є джерелом магнітного поля дипольного, квадрупольного та октупольного типів, то для коректних розрахунків рівнів магнітних полів необхідно враховувати відповідні гармоніки магнітного поля промислової частоти.

Висновки

1. Запропоновані моделі і методи розрахунку параметрів магнітних полів електротехнічних пристроїв повністю придатні для використання у працезохоронній практиці для визначення електромагнітного навантаження поблизу обладнання, яке живиться постійним електричним струмом.

2. Припущення щодо стаціонарності магнітних полів промислової частоти суттєво не впливає на результати розрахунків їх рівнів при вирішенні задач електромагнітної безпеки.

3. Для розрахунку рівнів магнітних полів у безпосередній близькості до електротехнічних пристроїв та при потребі моделювати просторове поширення магнітних полів необхідно враховувати відповідні граничні умови.

4. Для визначення електромагнітного навантаження поблизу джерел магнітного поля дипольного, квадрупольного та октупольного типів припущення стаціонарності неприйнятне через необхідність урахування відповідних гармонік магнітного поля.

Література

1. Глива В.А. Принципи моделювання просторових розподілів електромагнітних полів багатьох джерел у робочих приміщеннях / В.А.Глива // Вісник НТУУ «КПІ», серія «Гірництво». – 2009. – Вип.18. – С.130-135..
2. Степанов А.Н. Моделирование внешнего магнитного поля трехфазной электрической машины / А.Н.Степанов // Ученые записки КАГТУ. – 2011. - № 3. – С. 14 – 20.
3. Моделирование переменного магнитного поля, создаваемого токопроводом низковольтного распределительного устройства / М.Н.Токарев, В.С.Лужков, О.А.Гелярговская [и др.] // Вісник НТУ «ХП». – 2012. – № 28. – С. 44 – 49.
4. Здановський В.Г. Загальні підходи до моделювання просторових розподілів електромагнітних полів електротехнічного обладнання / В.Г.Здановський, В.А.Глива, Л.О.Левченко // Проблеми охорони в Україні. – 2014. – Вип. 27. – С. 18 – 24.
5. Здановський В.Г. Дослідження рівнів магнітних полів енергетичних об'єктів / В.Г. Здановський, В.А. Глива, Х.В. Паньків // Проблеми охорони в Україні. – 2014. – Вип. 25. – С. 22 – 29.
6. Тихонов А.Н. Уравнения математической физики / А.Н. Тихонов, А.А. Самарский. – М.: Наука, 1997. – 736 с.
7. Самарский А.А. Теория разностных схем / А.А. Самарский. – М.: Наука, 1983. – 616 с.
8. Кирпанев А.В. Электромагнитное поле: теория идентификации и ее применение / А.В. Кирпанев, В.Я. Лавров. – М.: Вузовская книга, 2012. – 278 с.



УДК 339.03.

Т.С. Шаляпіна, асп. КНУБА

ВИБІР ПАРКУ МАШИН І МЕХАНІЗМІВ БУДІВЕЛЬНОГО ПІДПРИЄМСТВА ЗА УМОВ РАЦІОНАЛЬНОГО УПРАВЛІННЯ ЇХ РОБОТОЮ

АНОТАЦІЯ. Розглянуто методи керування засобами механізації та їх місце в будівельному проекті. Запропоновано методику вибору конкурентоспроможної техніки в реальних умовах їхнього застосування..

ANNOTATION. Existing methods of Process Control. The place of mechanization in construction projects and competitive selection algorithm technology for real technological and organizational aspects of construction.

Актуальність теми. Парк машин будівельного підприємства обумовлюється раціональним управлінням процесом будівництва. Тому розгляд управлінських дій і встановлення на цій основі методів ефективного вдосконалення парку машин будівельного підприємства є актуальною задачею.

Аналіз досліджень. Методика управління технічними засобами механізації має обґрунтовуватися яким чином здійснюється вибір режиму управління будь яким окремим виробничим процесом. Такий методологічний захід відкриває шляхи до достовірного уявлення місця та значення технічних засобів механізації в загальному будівельному проекті того чи іншого виробничого процесу. При розробці будівельного проекту, як і при його реалізації, на перше місце висувається фактор управління. Дослідженню вибору раціонального режиму управління проектами були присвячені роботи [1-4]. Аналіз засвідчує, що у всіх моделях основною і єдиною умовою являється необхідність забезпечення виконання заданого об'єму робіт за плановий проміжок часу.

Для вирішення проблеми ефективного вибору та управління парком машин і механізмів будівельного підприємства є застосування системного підходу на єдиній інформаційній і методологічній основі із застосуванням теорії надійності.

Результати досліджень. В роботі здійснено оцінку будівельної техніки низкою комплексних критеріїв: продуктивність, надійність, економічність, універсальність, якісна працездатність, екологічність, маневреність роботи машини, вартість колишньої в експлуатації машини, безпека, комфортність роботи оператора, легкість управління, дизайн та ін.

На основі виконаних досліджень запропоновано методику (рис.1) оцінки конкурентоспроможності техніки.

Ідея базується на оцінці технологічних, якісних і конструктивних особливостей наміченої для придбання машини, а також послуг, пов'язаних із ціною та сервісом техніки.

Особливо важливим напрямком у пошуку ефективних рішень є опитування споживачів будівельної техніки. Часто опитування споживачів при виборі машини, спрямовані на з'ясування критеріїв, якими вони користуються при покупці такого виду продукції. При придбанні удосконаленої машини опитування спрямовані на з'ясування побажань щодо того, які поліпшення здійснені в удосконаленому варіанті продукції. При опитуваннях також намагаються з'ясувати цінності, важливі для споживачів на конкурентних цільових ринках.

При генерації ідеї по послугах, що входять до складу підтримки споживачів, розрізняють супутні послуги, без яких не можна в максимальній мірі реалізувати можливості машини (сервіс, забезпечення запасними частинами, виконання гарантійних зобов'язань, навчання операторів і ін.) і додаткові послуги, що забезпечують для клієнта додаткову вигоду від придбання машин (консультаційні послуги, пільгове фінансування покупок, ін.).

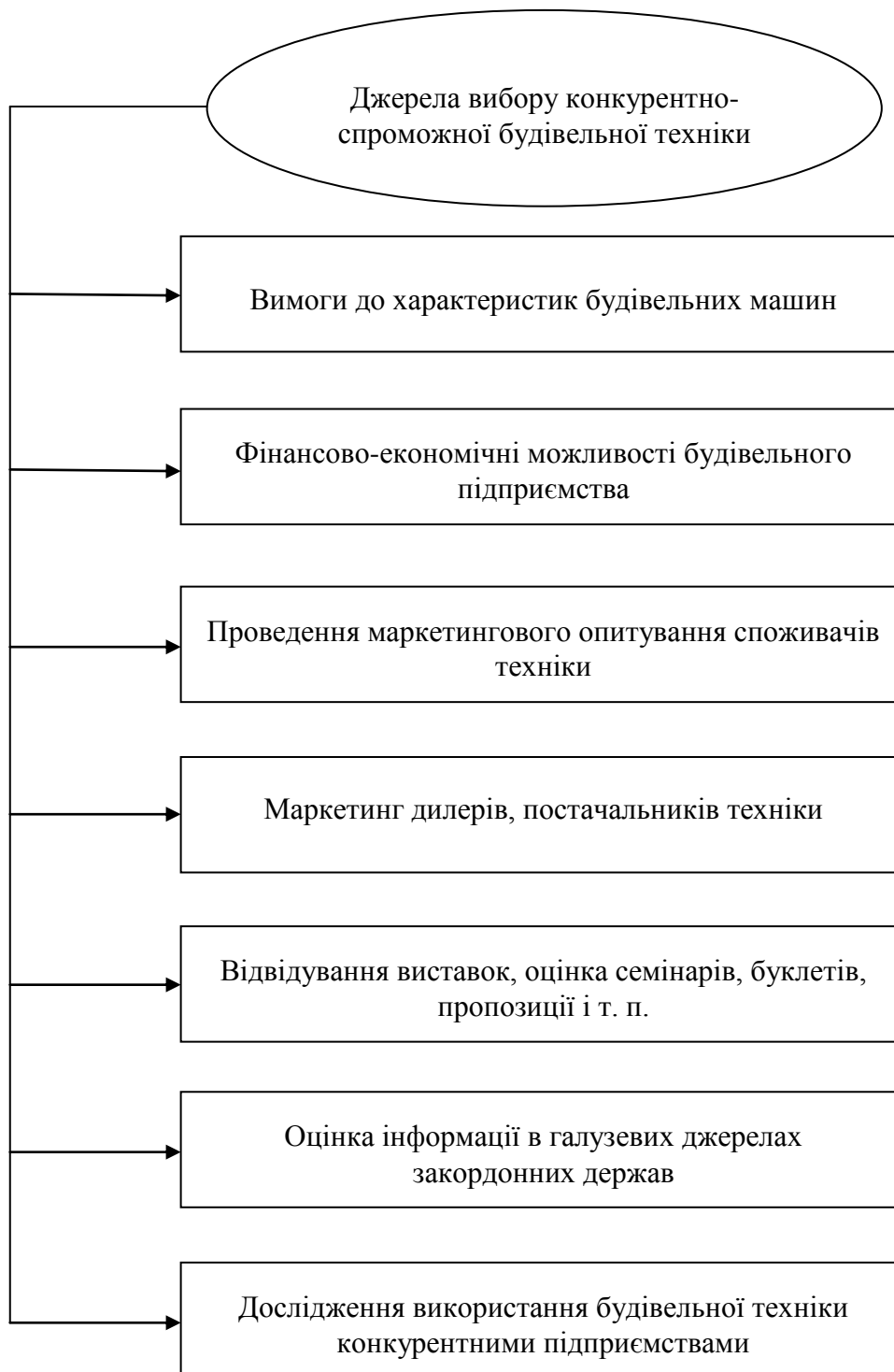


Рисунок 1. Алгоритм оцінки конкурентоспроможної будівельної техніки.

Мета відбору ідей полягає у пошуку та визначення пропозицій щодо оцінки ефективності конкретної машини. У передовій практиці часто відбір ідей здійснюється в кілька етапів. Попередньо здійснюється віднесення окремих ідей у групи, сформовані за різними ознаками.

Назва групи має відображати спрямованість поліпшень прийнятих рішень. Далі експертами без глибокого опрацювання нові ідеї діляться на перспективні і ті, що відкидаються.

Розробка стратегії менеджменту являє собою попередній план придбання такої машини та успішної реалізації її в реальному виробничому процесі (рис.2). При цьому

стратегія базується на виборі концепції придбаної машини в якій наводиться інформація по цільовому ринку її виробника, планові показники обсягів продажу, наводяться відомості про ціну машини, про принципи її розподілу.

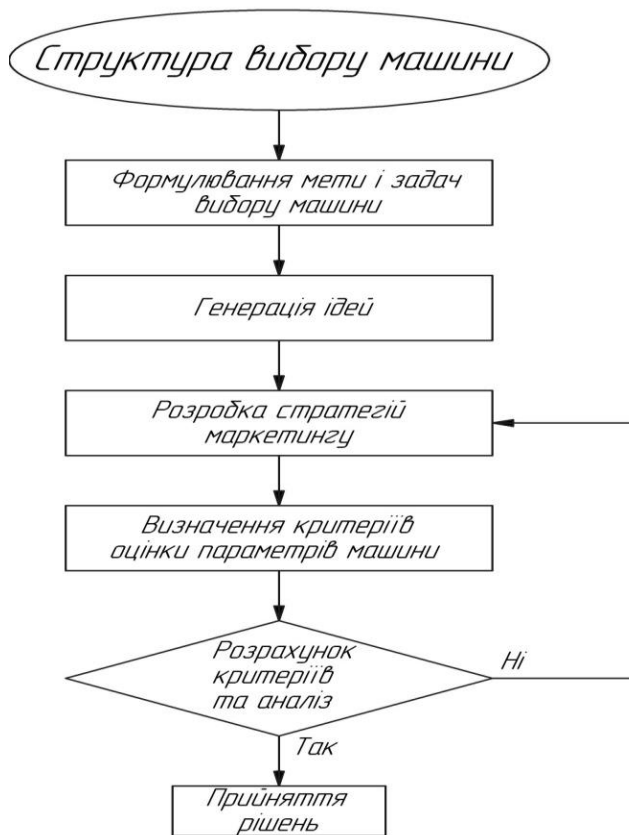


Рисунок 2. Методика вибору конкурентоспроможної техніки.

Висновки

1. Сформульовано умови визначення та використання машин і механізмів будівельного підприємства.
2. Розроблено методику вибору машини та визначено базові положення генерації ідей для практичного застосування алгоритму.

Література

1. Поколенко В.О. Формування раціонального складу учасників втілення інвестиційних проектів / В.О. Поколенко // Науковий вісник будівництва. – К., 2001. – Вип 16. – С. 41-46.
2. Білоконь А.І. Управління проектами і програмами реструктуризації: Монографія / А.І. Білоконь, І.В. Трифонов. – Дніпропетровськ: ПДБА, 2008. – 139с.
3. Залунин В.Ф. Стратегия й тактика строительных фирм в рыночных условиях / В.Ф. Залунин. – Д.: Наука и образование, 1998. – 230с.
4. Тянь Р.Б. Планирование деятельности предприятия/ Р.Б. Тянь, - К.: МАУП, 1999. – 156с.

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 Суг 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 (приклади 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 30

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