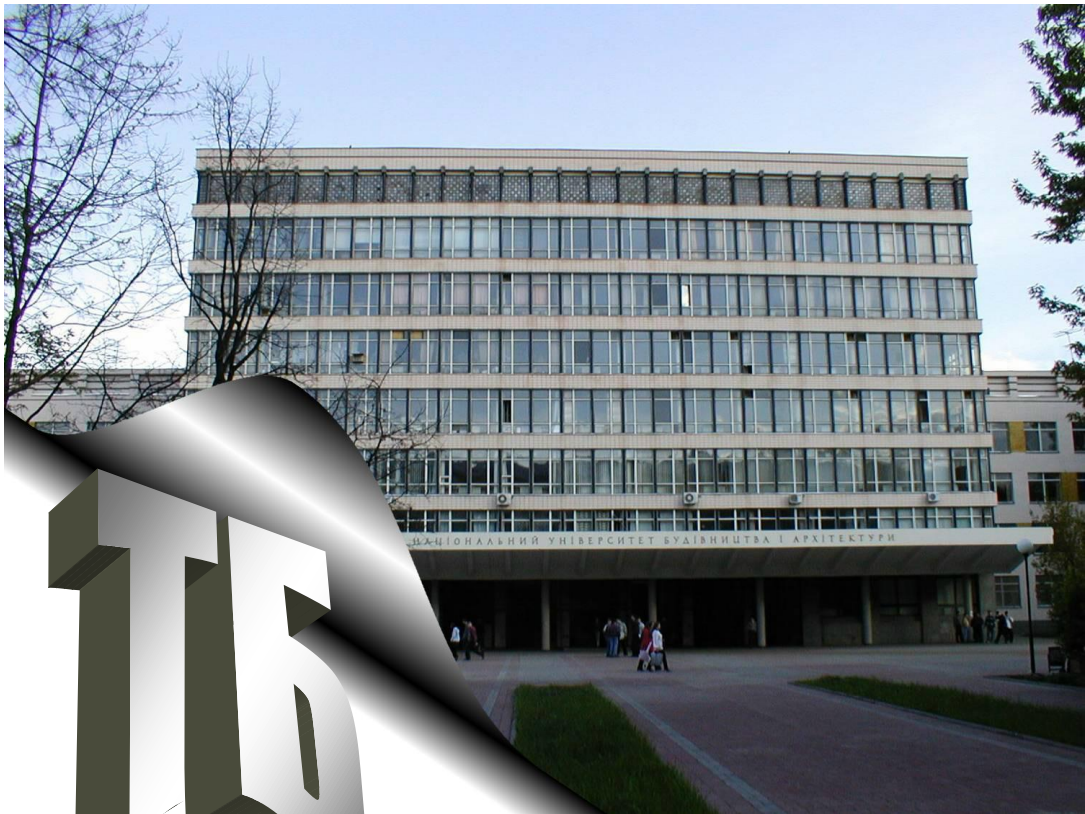


Техніка Будівництва



32, 2014

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№32, 2014

Видається з 1997р. двічі на рік
Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

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

Редакційна колегія:

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

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

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

Мова видання: українська і російська

ЗМІСТ

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Свиридюк Д.Я. Дослідження робочого процесу лабораторного змішувача.....	4
Назаренко І.І., Шаляпіна Т.С. Моніторинг ефективності використання комплексу машин та аспекти їхньої надійності.....	7
Саленко Ю.С. Разработка бетоносмесителя принудительного действия с осциллирующими колебаниями смесительного барабана.....	10
Берник І.М. Дослідження параметрів кавітаційного процесу обробки технологічних середовищ.....	14
Нестеренко М.П. Аналітичні дослідження взаємодії вібромашини з бетонною сумішшю при дії вертикально направленої складової просторових коливань вібромашини.....	19
Ловейкін В.С., Почка К.І. Обґрунтування параметрів енергетично врівноваженого приводу роликової формувальної установки.....	25
Басараб В.А. Особливості поведінки вібросистеми в умовах віброударного режиму роботи.....	33
Маслов О.Г. Віброабразивні машини для обробки деталей будівельних машин.....	40
Клименко М.О. Експериментальне дослідження впливу конструкції барабана гравітаційного змішувача та його лопатей на якість перемішування будівельних сумішей.....	43

Моделювання технологічних процесів

Яковенко В.Б. Параметрическая оптимизация в проектных расчетах машин для производства строительных материалов.....	50
Лесько В.І. Визначення показників безвідмовності гідравлічних приводів будівельних машин.....	54



Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 693.242.523

Д.Я. Свиридчук, аспірант КНУБА

ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ЛАБОРАТОРНОГО ЗМІШУВАЧА

АНОТАЦІЯ. Розглянуто робочий процес лабораторного бетонозмішувача та вплив конструктивно-технологічних параметрів на приготування сумішей з певними реологічними властивостями.

Ключові слова: лабораторний змішувач, контрольні зразки бетону, інтенсифікація, гомогенна суміш, мікродеформування, ступінь сепарації.

SUMMARY. Considered laboratory workflow concrete mixer and effect constructive and technological parameters for the preparation of mixtures of certain rheological properties.

Keywords: laboratory mixer, control samples of concrete, intensification, homogeneous mixture mikrodeformuvannya, the degree of separation.

Вступ. Лабораторні змішувачі застосовують для підбору складів бетону на підприємствах з виробництва товарного бетону та збірного залізобетону, для перемішування будівельних сумішей при виготовленні контрольних зразків бетону та для моделювання в лабораторних умовах роботи виробничих змішувачів.

Огляд останніх досліджень. Проаналізувавши роботи, в яких досліджувалися бетонні суміші і їх приготування при звичайних (не швидкісних) робочих процесах змішувачів [1, 2, 3, 4] підкреслюється наступне: 1) комплексні процеси утворення сумішей включають в себе механічні та фізико-хімічні часткові процеси; 2) у зв'язку з короткочасністю процесів перемішування бетонних сумішей для першого наближення допустимо знехтувати хімічними процесами, що відбуваються в сумішах; 3) механічний процес утворення суміші є комплексним, оскільки містить в собі два часткових, причому «протилежних» один одному, процесів - змішування і сепарування; та саме в силу цього він ніколи не призводить до отримання «ідеальної» суміші.

Постановка проблеми. Перемішування можна характеризувати як процес, що складається в тому, що з зернистих матеріалів утворюється гомогенна суміш. Однорідність приготовленої суміші характеризується тим, що будь-яка проба, узята в обсязі, досить великому в порівнянні з розмірами самого великого зерна заповнювача, має один і той же склад. Для створення гомогенної суміші необхідно, щоб траєкторії окремих компонентів перетиналися з орбітами інших компонентів. Чим більше часток залучаються до такої рух, тим інтенсивніше процес перемішування. Якість перемішування, яке визначається рівномірністю розподілу вихідних матеріалів між собою, залежить від відносної швидкості робочих органів змішувачів та суміші, об'єму змішуваного матеріалу і часу перемішування. Лабораторний бетонозмішувач повинен задовольняти всі або більшість перерахованих умов.

Основний матеріал і результати. Розглянемо фізичну сутність процесу змішування який проходить в лабораторному змішувачі. У процесі змішування можна виділити наступні основні етапи: перенесення об'ємів змішуваних компонентів; деформування (тобто витягування цих об'ємів у зоні змішування); мікродеформування змішуваних мас усередині окремих об'ємів і між ними. Очевидно, що найбільш ефективно змішування буде здійснюватися під впливом зовнішніх навантажень, що інтенсифікують процеси масообміну. Тому при приготуванні різних будівельних багатокомпонентних сумішей і розчинів, що володіють необхідною однорідністю, найбільше застосування знаходить процес механічного змішування.

З числа характеристик якості сумішей найбільш важливою є ступінь сепарації суміші S - центральний абсолютний момент статистичної щільності розподілу фізичної щільності компонентів суміші по всьому об'ємі:

$$S = \frac{1}{V \cdot \bar{\rho}_{ci}} \sum_m \sum_n |\rho_i - \bar{\rho}_i| \Delta V_e, \quad (1)$$

де V - повний геометричний об'єм суміші; ρ_{cm} - середня щільність суміші в усьому її об'ємі; ρ_i - щільність i -го компонента на даній ділянці суміші; ΔV_e - середня щільність i -го компонента в усьому об'ємі суміші; m - кількість компонентів суміші; n - кількість «елементів» - елементарних ділянок суміші.

Згідно з раніше ухваленим у вітчизняній літературі визначенням, інтенсивність дії змішувального пристрою (вона ж інтенсивність змішування) характеризується зазвичай наступними величинами:

- часом досягнення конкретного технологічного результату при постійній частоті обертання або частотою обертання (кутовою швидкістю змішувальних лопатей) змішувального механізму при постійній тривалості процесу;
- потужністю, що витрачається на змішування, приведеної до одиниці об'єму або маси змішувального матеріалу.

Слід розуміти, що кожна з перерахованих вище величин є мірою інтенсивності змішування не взагалі, а лише для конкретного змішувального апарату, що працює з конкретним середовищем. Тому вкрай важливо знайти величину, яка найближче корелюється з раціональністю конструкції змішувача.

Визначимо основні фактори, що обумовлюють раціональність конструкції змішувача.

Універсальний критерій інтенсивності змішування повинен бути визначений як швидкість зміни ступеня змішування в часі dI/dt .

У дослідженнях [4] за основний чинник, який зумовлює раціональність конструкції змішувача, прийнята однорідність суміші, що виражається ступенем її сепарації S , що характеризує ступінь наближення суміші до матеріалу з деяким ідеальним порядком розподілу в ньому компонентів цієї суміші. При цьому швидкість змішування, що представляє собою зменшення ступеня сепарації, і виражена рівнянням

$$\left(\frac{dS}{dx}\right)' = -k_1 \cdot S \quad (2)$$

служить критерієм інтенсивності процесу змішування.

Швидкість сепарації, пропорційна різниці мас і поточному значенню ступеня сепарації, виражається відношенням:

$$\left(\frac{dS}{dx}\right)'' = k_2 (S_{\max} - S). \quad (3)$$

Аналіз інтегральної форми сукупного процесу сумішоутворення, що включає, як вже зазначалося вище, в себе два частинних і протилежних процесів - змішування і сепарування, описується формулою:

$$S = a + (S_{\max} - a) \cdot e^{-k \cdot x}, \quad (4)$$

де: S - центральний абсолютний момент статистичної щільності розподілу фізичної щільності компонентів суміші по всьому розглянутому обсягом; a й k - постійні, що характеризують процес змішування і залежні від природи і стану змішуються матеріалів, а також від конструкції і режиму роботи змішувача; x - показник загального потокового руху суміші в змішувачі

Варіюючи параметрами, що характеризують міру впливу змішувального механізму на суміш, можна досягти необхідної інтенсивності змішування при необхідних показниках якості суміші.

Порядок отриманих величин відповідає значенням ступеня сепарації, отриманим раніше в експериментальних дослідженнях, а характер зміни ступеня сепарації суміші в

часі, при заданих реологічних, конструктивних і технологічних параметрах, як і слід було очікувати, підпорядковується експоненціальній залежності (див. рис 1).

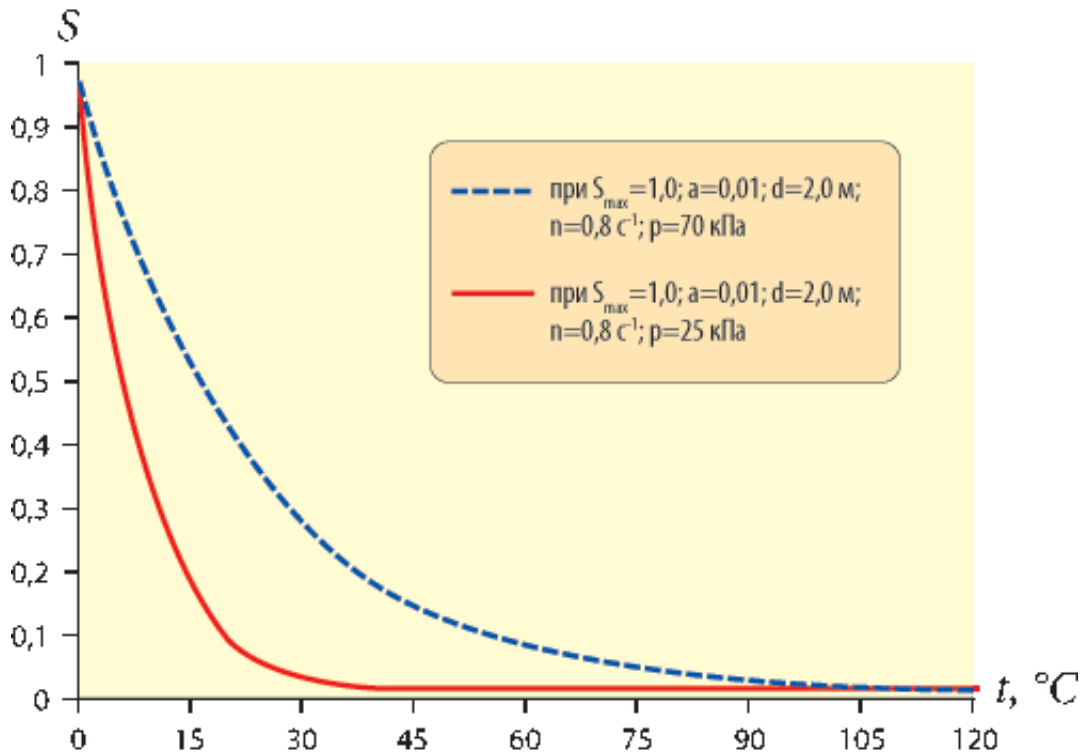


Рисунок 1. Графіки залежності ступеня сепарації S від тривалості змішування t .

Висновки.

1. При приготуванні сумішей з меншим питомим руховим опором лопатки інтенсивність процесу змішування значно зростає

2. Значні потенційні можливості щодо вдосконалення змішувальної техніки закладені, насамперед, в орієнтації її конструктивно-технологічних параметрів на приготування сумішей з певними реологічними властивостями.

Література

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: [підруч.] / І.І. Назаренко. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Богомолов А. А. Конструирование и динамическое исследование узлов механического оборудования предприятий строительных материалов / А.А. Богомолов, М. М Бунин // – Тр. Моск. инж.-строит. ин-т и Белгород. технол. ин-т строит. матер., 1974, вып. 2, с. 51–60.
3. Богомолов А. А. Механизация технологических процессов промышленности строительных материалов / А.А. Богомолов, М. М Бунин // – Тр. Моск. инж. – строит. ин-т и Белгород. технол. ин-т строит. матер., 1974, вып. 5, с. 29–36
4. Создание и эксплуатация строительных машин при вариационном выборе технических решений / [М.В. Бунин, В.В. Ничке, И.Г. Кириченко, А.А. Богомолов]. – Киев: УМК ВО, 1992. – 196 с.

УДК 666.97

I.I. Назаренко, д.т.н., проф. КНУБА
Т.С. Шаляпіна, аспірант КНУБА

МОНІТОРИНГ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ КОМПЛЕКСУ МАШИН ТА АСПЕКТИ ЇХНЬОЇ НАДІЙНОСТІ

АНОТАЦІЯ. Розроблені основні положення методів організації ефективного управління робочого комплексу машин будівельного підприємства на основі теорії надійності систем. Запропоновано методи моніторингу основних параметрів робочого процесу комплексу машин.

Ключові слова: комплекс машин, моніторинг, критерії оцінки, надійність.

ANNOTATION. Developed the main provisions of methods of efficient management of complex machinery working construction on the theory of reliability. The methods of monitoring the main parameters of the workflow of complex machines.

Key words: complex machines, monitoring, evaluation criteria, reliability.

Актуальність роботи. В сучасному будівельному комплексі широко використовуються машини і механізми, які об'єднуються в комплекси та комплекти. Нагальною проблемою є розробка методів моніторингу ефективності використання комплексу машин будівельного підприємства, що і є предметом даної статті.

Аналіз досліджень. Формування машин у вигляді парку машин і механізмів будівельного підприємства присвячені роботи [1,2,3]. Оцінці їх експлуатаційних можливостей, проведення моніторингу стану машин з метою розробки завдань оптимізації формування запасних частин виконання значно менше робіт. На ринку України і у практичному використанні будівельної техніки збільшилася кількість іноземної техніки, що підлягає оцінці технологічних та конструктивних параметрів шляхом моніторингу.

Першочерговою задачею моніторингу показників комплексу машин (КМ) є виділення тих витрат, які знижують ефективність використання КМ, до яких відносяться втрати якості та продуктивності, втрати через простої з технічних та зовнішніх причин. З'ясовано, що втрата якості виконаної роботи може компенсуватися подовженням часу роботи КМ, що може привести до втрати продуктивності. З іншої сторони, якщо будівельна машина (БМ) робить паузи в роботі або зупиняється на короткий час, наприклад на 10 хв, то це теж можна вважати втратою продуктивності роботи, а не простоем.

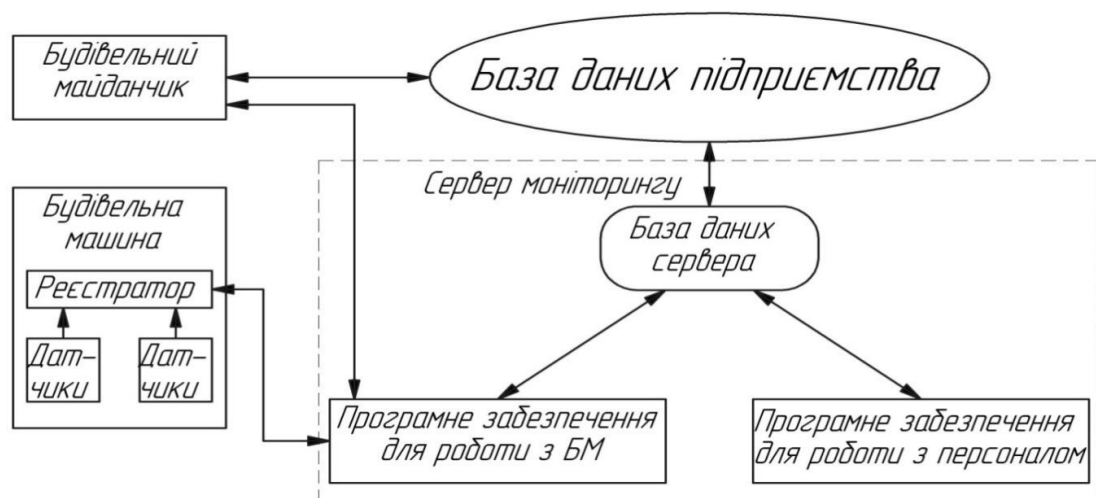


Рисунок 1. Структурна схема моніторингу ефективності використання будівельної машини.

У більшості випадків ці втрати пов'язані з нераціональними параметрами робочих майданчиків, неузгодженістю продуктивності основного і допоміжного обладнання, не



синхронно робочих процесів і т.п. Наприклад, кран переміщається і піднімає вантаж (баддю із бетонною сумішшю) протягом 5 хв. Тоді протягом цього часу автобетонозмішувачі знаходяться в працездатному стані і фактично використовуються за призначенням, але еталонна їх продуктивність не досягається, так як вони простоюють в черзі для вивантаження суміші. Інша ситуація наприклад, із екскаватором-зниження потужності двигуна і проблем з гідросистемою екскаватор працює із збільшеною на 10% тривалістю робочого циклу. Тобто екскаватор працездатний і фактично експлуатується, проте еталонна його продуктивність не досягається.

Наведені приклади свідчать про те, що є втрати в період часу, навіть коли будівельна техніка (БТ) використовується за призначенням. Ці незначні зупинки і вимушені холості ходи відбуваються не з причин логістики експлуатації БТ. Невеликі зупинки (наприклад, для очищення робочих органів, незначних регулювань і т.п.) зазвичай коротше, ніж 5-10 хв, і викликані не технічними відмовами БТ, які, як правило, вимагають залучення персоналу обслуговування і ремонту. Оператор БТ може легко усунути виниклі проблеми. Однак часті такі паузи в роботі і зупинки можуть значно зменшити ефективність використання БТ, так як в цьому випадку машина працює нестійко, знижується рівномірність, регулярність і швидкість виконання будівельних процесів. Одним із наслідків згаданих причин виходу із заданої програми виконання будівельного проекту є: втрати від простою, якщо ж БТ не використовується протягом досить тривалого часу, наприклад більш ніж 10-20 хв, то можна говорити про втрати від простою БМ. Якої величини має бути цей межовий відрізок часу (у нашому прикладі середнє – 15 хв), вирішується безпосередньо працівниками БП, які використовують при оцінці ефективності використання машини. Такі тривалі зупинки БМ можуть відбуватися з технічних причин (наприклад, через її відмову або виконання запланованого обслуговування), або за зовнішніми причинами, наприклад через відсутність попиту на продукцію машини, несприятливих погодних умов і т.п.

Якщо безперервний моніторинг оцінки ефективності роботи БМ не відбувається, то зменшена продуктивність БМ може бути не помічена, або буде прийнята як нормальна. Система моніторингу експлуатації БМ передбачає сітьову підтримку і має багаторівневу організацію для можливості роботи з нею фахівців різних рівнів кваліфікації і відповідальності. Наявність сітьової підтримки дозволяє об'єднати системи контролю використання різних БМ і будівельних ділянок в одну систему моніторингу підприємства, до якої підключені комп'ютери різних менеджерів (виконробів, фахівців технічного нагляду, керівників окремих виробничих служб і підприємства в цілому).

Інтегрування моніторингу експлуатації БМ у виробничу виконавчу систему підприємства дає можливість здійснення автоматизованого планування ресурсів будівельного підприємства з урахуванням планів будівельних робіт, технічного стану БМ, планів ТО і ремонту БМ, забезпечення персоналом, паливом, запчастинами та ін.

Моніторинг ефективності використання БМ вимагає не тільки відповідне апаратне та програмне забезпечення із застосуванням ІТ-технологій, але і розробку необхідних методичних передумов для фіксування та ідентифікації різних станів БМ.

Наступним етапом моніторингу є вимір і аналіз втрат ефективності, який дозволяє прийняти обміркований розв'язок про їхню вірогідність і прийнятність в поточних бізнес-цілях експлуатації, а також створити потрібні ключові виробничі індикатори роботи.

Для вирішення задачі визначення стратегії експлуатації використана динамічна модель у вигляді:

$$\bar{B}_\tau(t, t_1) = \left\{ \begin{array}{l} K_H = \frac{B_{\text{опт.}\tau}(0,0) + B_\tau(t, t_1)}{\Pi_{\text{опт.}\tau}(0,0)} + B_{\tau+1}(1,0) \\ K_3 = \frac{B_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)}{\Pi_{\text{опт.}\tau}(0,0)} + B_{\tau+1}(1, t_1) \\ K_P = \frac{B_{\text{опт.}\tau}(t, t) + P_\tau(t, t_1)}{\Pi_{\text{опт.}\tau}(t, t_1)} + e_{\tau+1}(t+1, t) \end{array} \right\} \rightarrow \min. \quad (1)$$

де $\bar{B}_\tau(t, t_1)$ – витрати коштів на одиницю напрацювання в рік τ і за період після року τ при оптимальному використанні рf період, що залишився, включаючи рік τ , віку машини t , якщо останній ремонт був у віці t_1 ; K_H, K_3, K_P – параметри впливу на машину, які визначають заміну старої машини новою, збереження і ремонту; $B_{онт.\tau}(t, t_1)$, $\Pi_{онт.\tau}(t, t_1)$ – відповідно: оптимальні експлуатаційні витрати, оптимальна продуктивність на рік τ машини за віком t , яка пройшла ремонт у віці t_1 ; $S_\tau(t, t_1)$ – витрати на заміну в рік τ машини за віком t , що пройшла останній капітальний ремонт у віці t_1 , аналогічно новій; $P_\tau(t, t_1)$ – витрати на ремонт в рік τ машини за віком t , що пройшла ремонт у віці t_1 ; $\epsilon_{\tau+1}(1, 0)$, $\epsilon_{\tau+1}(1, t_1)$, $\epsilon_{\tau+1}(t+1, t)$ – витрати коштів за період після року τ і до кінця розглянутого періоду при експлуатації за оптимальним варіантом машини, що мала в рік τ відповідно вік 0 (нова машина) і пройшла ремонт у віці t_1 , і вік t і пройшла ремонт у віці t ; $t_{гр}$ – гранично допустимий вік машини, t_0 – початковий вік машини.

Для розв'язку моделі (1) необхідно мати значення початкової продуктивності, експлуатаційних витрат, вартості ремонту і надійності, для конкретного технологічного процесу і на цій основі визначати оптимальну стратегію експлуатації. Отже для вирішення методологічних підходів та визначених методів дослідження виникає першочергова задача дослідження надійності КМ.

Головна задача надійності роботи КМ будівельного підприємства полягає у забезпеченні заданої програми робіт, непередбачених будівельним проектом, що для КМ є умовою безвідмовної роботи в межах будівельного майданчика.

Номенклатура запасних частин визначається методом послідовного приближення. Відповідно до існуючих методик у розробці номенклатури запасних частин є два напрямки рішення даного питання. Один із них у визначенні номенклатури за показниками надійності, таких як середнє напрацювання на відмову $t_{\bar{в}}$, середня кількість відмов $m_{\bar{в}}$ до напрацювання t , інтенсивність відмов $\lambda(t)$, коефіцієнт технічного використання машин $K_{\bar{в}}$, а у випадку необхідності – ймовірність безвідмовної роботи $P(t)$ і параметр потоку відмов $\omega(t)$.

Критерій оптимізації J представлено в наступній формі:

$$J = \sum_{i=1}^{\omega} E_i \bar{P}\{i\} \pm B_{з.д} \quad (2)$$

де ω – можливе число станів машини; i – 1, ω – символи стану КМ (у стані використання, у стані відмови і т.д.); E_i – компоненти критерію оптимізації (витрати на експлуатацію, доходи від виконаних робіт і т.п), відповідні до стану i ; $\bar{P}\{i\}$ – ймовірність того, що система перебуває в стані; $B_{з.д}$ – сумарні витрати на поповнення запасів деталей (знак + або – вибирається залежно від конкретного змісту критерію оптимізації).

Висновок

Сформульовані основні положення методів організації ефективного управління роботою **МКБМ** методами теорії надійності системи, моніторингу основних параметрів технологічного процесу, коефіцієнтів використання машини.

Література

1. Инструкция по организации и проведению ремонта строительного-дорожных машин агрегатно-узловым методом. – М.: Минпромстрой СССР, 1975. – 284 с.
2. Инструкция по определению экономической эффективности использования в строительстве новой техники, изобретений и рационализаторских предложений. СН 509-78. – М.: Стройиздат, 1979. – 65 с.
3. Канюка Н.С. К оптимальной структуре машинных парков управлений и трестов механизации / Н.С. Канюка, И.В. Красонтович // Механизация строительства. – 1989. - №1. – С. 18-20.



УДК 693.95(075.8)

Ю.С. Саленко, докт.техн.наук, доцент

Кременчугский национальный университет имени Михаила Остроградского

РАЗРАБОТКА БЕТНОСМЕСИТЕЛЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ С ОСЦИЛЛИРУЮЩИМИ КОЛЕБАНИЯМИ СМЕСИТЕЛЬНОГО БАРАБАНА

АНОТАЦІЯ. Описано конструкція і принцип дії бетонозмішувача примусової дії з осцилюючими коливаннями змішувального барабана. Складено рівняння крутильних коливань змішувального барабана і визначена закономірність його осцилюючого руху. Запропонована конструкція бетонозмішувачів дозволяє підвищити продуктивність, зменшити металоємність і встановлену потужність електроприводу, знизити енергоємність процесу приготування сумішей.

Ключові слова: бетонозмішувач, конструкція, осцилюючі коливання.

SUMMARY. The design and principle of operation of a forced action mixer with oscillating vibrations of the mixing drum. The equations of torsional vibrations of the mixing drum and determined the pattern of its oscillating movement. The proposed design of concrete mixers can improve performance, reduce metal consumption and installed capacity of the drive, to reduce the energy intensity of the process of preparing mixtures.

Keywords: concrete mixer, construction, oscillating vibrations.

Введение. Бетоносмесители принудительного действия широко используются для приготовления бетонных смесей и растворов. Для этих целей используются роторные [1], одновальные [2, 3] и двухвальные бетоносмесители принудительного действия [4]. Одновальные бетоносмесители принудительного действия [2], предназначены для приготовления пластичных и жестких цементобетонных смесей, бетонов с легким заполнителем и строительных растворов. Эти смесители сочетает в себе высокую эффективность приготовления бетонных смесей и в сравнении с роторными [1] и двухвальными [4] бетоносмесителями отличаются простотой конструктивного исполнения. Имеют сравнительно небольшую металлоемкость. Энергоемкость разработанных одновальных бетоносмесителей принудительного действия [2] отвечает требованиям ГОСТ 16349-85 [5] и находится ниже уровня энергоемкости двухвальных бетоносмесителей принудительного действия на 30 – 40%. Дальнейшего снижения энергоемкости и упрощения конструкции одновальных смесителей принудительного действия [2], предназначенных для приготовления жестких и сверхжестких бетонных смесей, можно достичь путем внедрения в технологический процесс перемешивания вибрационного воздействия на бетонную смесь, создаваемого осциллирующими колебаниями смесительного барабана.

Цель и задачи исследования. Целью настоящей работы является разработка нового типа бетоносмесителей с крутильными (осциллирующими) колебаниями смесительного, обеспечивающими высокоэффективное приготовление бетонных смесей с низкой энергоемкостью.

Изложение основного материала. На рис. 1 и 2 представлен общий вид вибромеханического бетоносмесителя с осциллирующими колебаниями. Он состоит из смесительного барабана 1 с загрузочным 2 люком и выгрузочным отверстием, закрытым заслонкой 3. Внутри смесительного барабана расположен лопастной вал 4, опирающийся на подшипниковые опоры 5, которые закреплены на внешних торцевых стенках барабана. Лопастной вал 4 снабжен периферийными и центральными лопастями. Периферийные лопасти состоят из стоек 6, на которых закреплены периферийные лопатки 7, а центральные лопасти состоят из стоек 8 и центральных лопаток 9. Периферийные и центральные лопасти закреплены на лопастном валу резьбовым соединением 10. Рабочие поверхности периферийных лопаток 7 имеют наклон к плоскости, параллельной оси вала,

равный $\alpha = 30 \dots 40^\circ$, а центральные лопатки 9 имеют наклон к плоскости, параллельной оси вала, равный $\beta = 120 \dots 130^\circ$. В результате образовано две прерывистые винтовые линии: одна из периферийных лопаток 7 для перемещения смеси в зону выгрузки, а другая из центральных лопаток 9 для перемещения смеси обратном направлении.

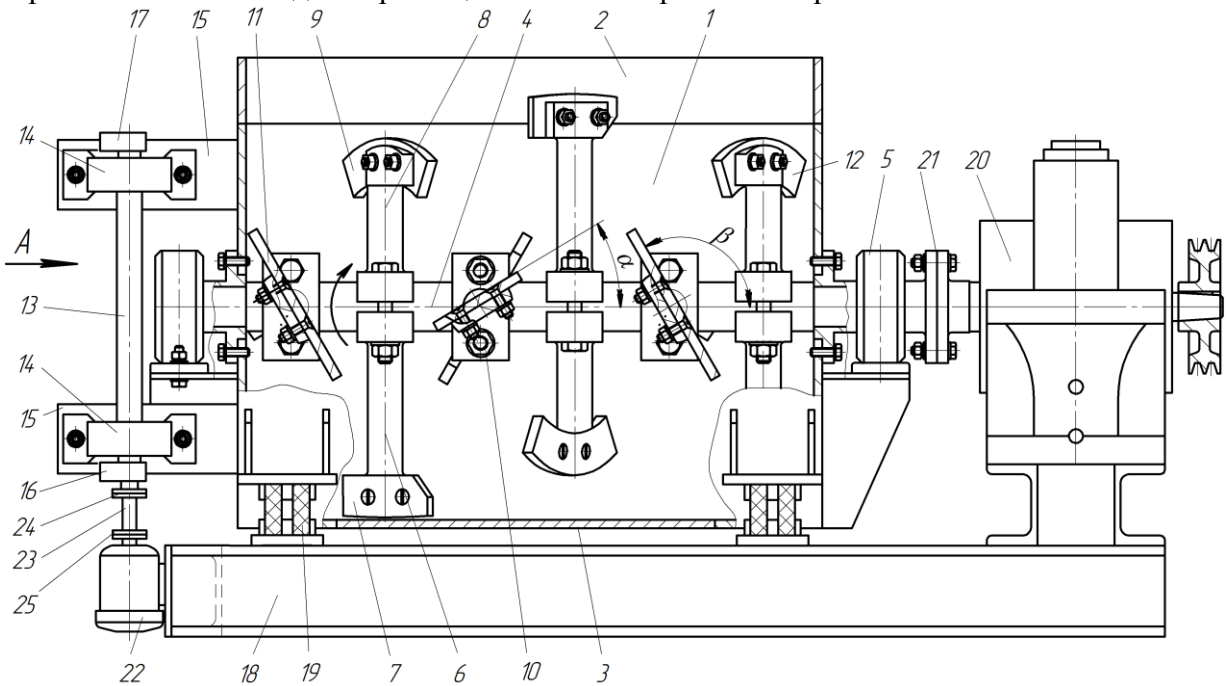


Рисунок 1. Общий вид вибромеханического бетоносмесителя принудительного действия.

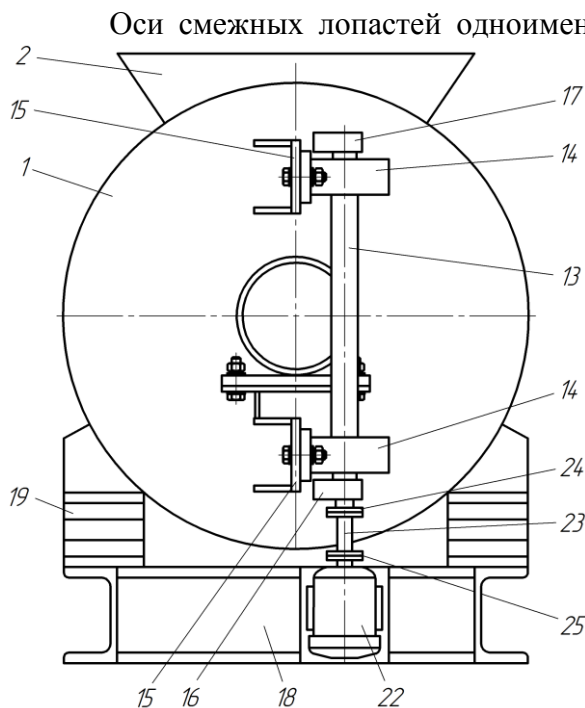


Рисунок 2. Вид А на рис. 1.

Оси смежных лопастей одноименного направления винтовой линии расположены одна относительно другой под углом 90° . По ходу закручивания каждой прерывистой винтовой линии у торцов смесительного барабана 1 установлены отбойные лопатки 11 и 12, имеющие те же геометрические параметры, что и основные лопатки, и развернуты на угол 180° . Вибромеханический бетоносмеситель с осциллирующими колебаниями дополнительно снабжен вибровозбудителем крутильных колебаний, дебалансный вал 13 которого смонтирован в подшипниковых опорах 14, установленных на кронштейнах 15, жестко закрепленных на торцевой стенке смесительного барабана симметрично относительно оси вращения лопастного вала 4, так что их опорные поверхности лежат в одной плоскости, а дебалансный вал 13 расположен перпендикулярно оси вращения лопастного вала, причем дебалансы 16 и 17 закреплены на выходных концах дебалансного вала 13 и повернуты один относительно другого на угол 180° , при этом смесительный барабан 1 установлен на опорной раме 18 при помощи плоских резинометаллических упругих амортизаторов 19. Лопастной вал 4 вибромеханического бетоносмесителя с осциллирующими колебаниями соединяется с редуктором 20 основного привода при



помощи муфты 21. Редуктор 20 закреплен на опорной раме 22 и связан с электродвигателем при помощи клиноременной передачи (на рис. не показаны). Дебалансный вал 13 вибровозбудителя крутильных колебаний соединен с электродвигателем 23 при помощи соединительного вала 24 и упруго-компенсирующих муфт 25 и 26.

Вибромеханический смеситель с осциллирующими колебаниями работает следующим образом.

Электромеханический основной привод смесителя через муфту 21 вращает лопастной вал. Электродвигатель 23 через соединительный вал 24 и упруго-компенсирующие муфты 25 и 26 вращает вал вибровозбудителя колебаний, который сообщает смесительному барабану крутильные колебания. После включения основного привода и привода вибровозбудителя крутильных колебаний смесительный барабан загружается предварительно отдозированным минеральными материалами. Затем после сухого перемешивания, которое длится 6 – 10 с, внутрь смесительного барабана впрыскивают воду. При вращении вала по стрелке, указанной на рис. 1, лопасти интенсивно перемешивают многокомпонентную смесь, одновременно перемещая ее двумя противоположно направленными потоками: по центру смесительного барабана и по его периферии. Центральные лопасти 9 переводят смесь во взвешенное состояние и в виде центрального потока перемещают её в продольном направлении к задней торцевой стенке смесительного барабана. Периферийные лопасти 7 создают периферийный вращающийся поток смеси, который одновременно перемещается в продольном направлении к передней торцевой стенке смесительного барабана. При этом каждая частица испытывает вихревые движения и периодически перемещается из одного потока в другой, обеспечивая тем самым интенсивный массообмен. Вибрационным воздействием со стороны обечайки смесительного барабана, совершающего крутильные колебания относительно оси вращения лопастного вала, в бетонной смеси создаются сдвиговые деформации. Перемешиваемая смесь переходит в тиксотропное состояние и уменьшается её коэффициент внутреннего трения. Разрушаются внутренние связи в бетонной смеси и одновременно интенсивно разрушаются агрегаты, состоящие из слипшихся частиц цемента, покрытых водной пленкой. Происходит виброактивация бетонной смеси. Ускоряется процесс обволакивания минеральных частиц вяжущим. В результате сокращается продолжительность перемешивания и образуется однородная качественная смесь. Применение вибрационного воздействия на бетонную смесь в виде крутильных колебаний обечайки смесительного барабана позволяет также значительно снизить силы сопротивления перемешиванию смеси и соответственно уменьшить мощность привода. Использование отбойных лопаток 11 и 12 обеспечивает непрерывный кругооборот смеси в корпусе и препятствует образованию застойных зон в смесителе.

На эффективность вибрационной обработки и активации цементобетонных смесей существенное влияние оказывает характер осциллирующего движения смесительного барабана, который зависит от момента инерции и массы смесительного барабана, жесткости упругих амортизаторов, частоты и амплитуды момента возмущающих сил вибровозбудителей колебаний, массы и физико-механических характеристик бетонной смеси. Поскольку частота и амплитуда осциллирующих колебаний смесительного барабана являются технологическими параметрами, от которых зависит качество приготавливаемой цементобетонной смеси, то необходимо определить закон осциллирующего движения смесительного барабана, обеспечивающие получение необходимого технологического режима.

Осциллирующие колебания смесительного барабана можно описать дифференциальным уравнением:

$$J \frac{d^2\theta_x}{dt^2} + n \frac{d\theta_x}{dt} + k\theta_x = M \sin \omega t, \quad (1)$$

где θ_x – угловые перемещения смесительного барабана относительно координатной оси X , направленной вдоль оси лопастного вала; J – момент инерции масс смесительного барабана относительно координатной оси X ; k – крутильная жесткость упругих амортизаторов; n – коэффициент неупругого сопротивления амортизаторов относительно координатной оси X ; M – амплитуда возмущающего момента сил, $M = Q \cdot r$; Q – амплитуда возмущающей силы одного дебаланса вибровозбудителя колебаний; r – расстояние между дебалансами вибровозбудителя колебаний; ω – угловая частота вынужденных колебаний; t – время.

Решение уравнения (1) для стационарных крутильных колебаний смесительного барабана, найдем в следующем виде:

$$\theta_x(t) = \Theta_x \sin(\omega t - \xi); \quad (2)$$

где Θ_x – амплитуда крутильных колебаний смесительного барабана относительно оси X ; ξ – угол сдвига фаз между амплитудой момента возмущающих сил и амплитудой вынужденных крутильных колебаний смесительного барабана;

$$\Theta_x = \frac{Q \cdot r}{\sqrt{(k - J\omega^2)^2 + n^2\omega^2}}; \quad (3)$$

$$\xi = \text{arctg}[n\omega / (k - J\omega^2)]. \quad (4)$$

Используя зависимости (2 – 4), определим линейные перемещения по окружности внутренней цилиндрической поверхности смесительного барабана, взаимодействующей с бетонной смесью:

$$u(t) = \Theta R \sin(\omega t - \xi), \quad (5)$$

где R – радиус обечайки барабана.

Полученные выражения (3 – 5) позволяют установить закон движения внутренней цилиндрической поверхности смесительного барабана, взаимодействующей с цементобетонной смесью, а также обосновать рациональный технологический режим вибрационной обработки и виброактивации цементобетонной смеси, определить основные параметры предлагаемого бетоносмесителя.

Выводы. Предложенный принцип создания вибромеханических рабочих перемешивающих органов может быть использован в конструкциях бетоносмесителей периодического и непрерывного действия. Эти бетоносмесители могут использоваться, как для приготовления жестких, так и пластичных бетонных смесей. Предложенная конструкция бетоносмесителей позволяет повысить производительность, уменьшить металлоемкость и установленную мощность электропривода, снизить энергоемкость процесса приготовления смесей.

Литература

1. Богомолов А.А. Совершенствование конструкции смесительных машин / А.А. Богомолов // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. Сб. науч. тр. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – Вып. 29 – С. 217–220.
2. Саленко Ю.С. Горизонтальные бетоносмесители принудительного действия / Ю. С. Саленко – Кременчук: ТОВ «Кременчуцька міська друкарня», 2013 – 218 с.
3. Одновальный бетоносмеситель. Интернет ресурс: <http://zzbo.satu.kz/g282759-odnovalnye-betonosmesiteli-zzbo>.
4. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций / В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов – М.: Машиностроение, 1981. – 384 с.
5. ГОСТ 16349 – 85. Смесители циклические для строительных материалов. Технические условия.



УДК 550.3

I.M. Берник, к.т.н., доцент
Вінницький національний аграрний університет

ДОСЛІДЖЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КАВІТАЦІЙНОГО ПРОЦЕСУ ОБРОБКИ ТЕХНОЛОГІЧНИХ СЕРЕДОВИЩ

АНОТАЦІЯ. Розроблено аналітичні моделі системи «кавітаційний апарат – технологічне середовище». Такий підхід дає можливість визначити тиск в контактній зоні, встановити закономірність його зміни в середовищі а також розробити пропозиції щодо вдосконалення технології обробки технологічних середовищ.

Ключові слова: кавітація, технологічне середовище.

ANNOTATION. The analytical models of system «cavitation machine – technological environment» were worked out. It has a possibility to determine contact zone pressure, to establish its regularity in the environment and also to make proposals to improve technology of work environment processing.

Key words: cavitation, technological environment.

Актуальність теми. Явище кавітації, що виникає при дії акустичного апарату на технологічне середовище широко застосовується для прискорення різних технологічних процесів (диспергування, екстрагування, перемішування та ін.) в хімічній, харчовій, будівельній та інших галузях народного господарства. Тому цей вид обробки та шляхи інтенсифікації різного роду технологічних процесів викликають пильну цікавість вчених і інженерів.

Процес кавітації обумовлений різкою змінною характеристик поля швидкостей і тисків порожнин технологічного середовища (вода, суспензія, емульсія та ін. рідинні середовища), а утворення кавітаційних бульбашок відбувається при локальному падінні тиску нижче деякого критичного значення, яке відповідає порогу кавітації. Отже, ключовим параметром зародження та розвитку кавітації є тиск, який істотно залежить від фізичного стану рідини. Існує низка робіт [1-7] присвячених визначенню природи та числових значень тисків в різних частинах утвореної кавітаційної бульбашки та співвідношення числових значень тисків, за яких відбувається захоплення бульбашки.

В даній роботі висувається наукова ідея за якою процес зародження і розвитку кавітаційної області залежить від умов взаємодії контактної зони системи «кавітаційний апарат – технологічне середовище» на основі визначення рівноваги силового тиску апарату і напружень, виникаючих в оточенні бульбашки з розглядом моделі середовища, як системи з розподіленими параметрами. Такий підхід дає можливість розкрити фізичну сутність взаємодії в контактній зоні, визначити тиск в цій зоні, встановити закономірність його зміни в середовищі, а також розробити пропозиції щодо вдосконалення технології обробки технологічних середовищ. Важливість врахування амплітуди акустичного тиску відмічається і в роботах [2,5].

Аналіз досліджень. Цілком очевидно, що реалізація запропонованої ідеї потребує розгляду фізичної та математичної моделі кавітуючого середовища, яке представляється у вигляді бульбашок. Кавітуюче середовище у відповідності до співвідношення межі текучості τ при чистому зсуві і атмосферному тиску P_a може бути

$$\begin{aligned} \tau/P_a \geq 1 & - \text{твердопластичним} \\ \tau/P_a = 1 & - \text{рідиннопластичним} \\ \tau/P_a \leq 1 & - \text{рідинним} \end{aligned} \quad (1)$$

Врахування хвильових явищ в кавітуючому середовищі можна оцінити за співвідношенням часу розповсюдження хвиль $t_{\text{хв}}$ і періоду коливань T .

$$\begin{cases} \tau < T; \\ \tau > T. \end{cases} \quad (2)$$

За умови:

За першої умови (2) процес коливання середовища можна вважати повільним і знехтувати пружною хвилею. Тобто в такому випадку прискорення і деформації визначаються включно силами. Оскільки $\tau = l/c$, де l - характерний розмір середовища в напрямку якого здійснюється прикладання сил, а $c^2 = E/\rho$, де E - модуль, ρ - щільність середовища, то характеристики опору середовища діями зовнішніх сил визначаються інерційними властивостями.

При виконанні другої умови (2) рух середовища визначається пружними хвилями.

В більшості реальних дій кавітаційні середовища знаходяться між критеріями залежностей (2), тобто, як правило, необхідно враховувати і пружні і інерційні властивості. Варто відмітити, що залежності (2) не враховують дисипативні властивості, оскільки їх вплив є суттєвим в області резонансу, як режиму, що найбільш застосовується для обробки технологічних середовищ.

Синтезуючи результати досліджень [1-6] можна визначити, що в основному рівняння статичної рівноваги бульбашки, що має сферичну форму (рис. 1) без урахування сил в'язкого тертя [2]:

$$p = p_n + p_r - \frac{2\sigma}{R}, \quad (3)$$

де p - зовнішній тиск в оточені бульбашки; p_n - тиск насичених парів рідини; p_r - парціальний тиск газу; σ - коефіцієнт поверхневого натягу; R - радіус бульбашки.

Тиск p_n і коефіцієнт σ залежать від температури.

Так, наприклад, для води при температурі $t=20^\circ\text{C}$ $p_n=2,35 \cdot 10^3$ Па, $\sigma=7,35 \cdot 10^{-2}$ н/м, а при $t=4^\circ\text{C}$ $p_n=0,78 \cdot 10^3$ Па [5].

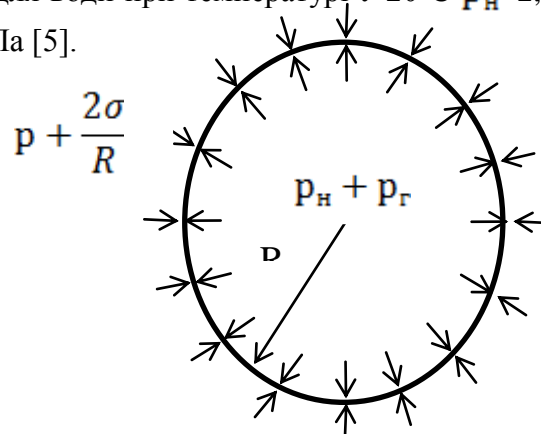


Рисунок 1. Діючі сили в парогазовій бульбашці.

Із газодинаміки слідує, що тиск зв'язаний із об'ємом і температурою рівнянням Клайперона:

$$p_r = VT/R^3, \quad (4)$$

Де T - абсолютна температура; V - постійна, що залежить від маси газу в середині бульбашки.

Підстановкою (4) в (3) можна отримати рівняння рівноваги, яке враховує вплив температури. Недолік цих рівнянь полягає у тому, що не враховані сили в'язкості, дифузію газу через поверхню бульбашки, стискуваність, інерцію. Важливим аспектом є визначення процесу зміни радіуса бульбашки, що потребує уточнення рівняння (3). Є і інші допущення. Так за умовою, що процес розширення або стиснення бульбашки є ізотермічним, зміна тиску газу і радіуса бульбашки приймається законом Бойля-Маріота [5].

Використовуючи закон, за яким $p_r R^3 = p_{r0} R_0^3$ (індекс «0» відповідає початковому стану бульбашки) рівняння (3) може бути трансформовано до виду, де враховано зміну радіусу бульбашки:



$$p = p_n + \left(p_0 + p_n + \frac{2\sigma}{R_0} \right) \frac{R_0^3}{R^3} - \frac{2\sigma}{R} \quad (5)$$

Власне рівняння (5) хоча і дає можливість розрахувати значення шуканих параметрів, має теж недоліки.

Існує і підхід [3], за яким закон зміни стану газу в бульбашці приймається адіабатичним, а за яким приймається умова, що бульбашка має велику кількість газу і рух її стінок відбувається так швидко, що розсіяння тепла в рідині розглядається як повільно розвиваючийся процес:

$$p = p_{г0} \left(\frac{R_0}{R} \right)^{3\gamma} - \frac{2\sigma}{R}, \quad (6)$$

де γ – показник адіабати.

Необхідно зауважити, що загальне рівняння задачі руху бульбашки є надто складним, оскільки крім чіткого визначення умови руху контактної зони «апарат – середовище» виникає задача розгляду ще однієї системи «рідина – бульбашка», яка утворює дві окремі частини: рідина з розчиненим газом – водні бульбашки і суміш газу і пари рідини – в середині бульбашки. Очевидно, що в такому випадку для визначення руху кавітаційної області варто використати закони газо- і термодинаміки, за якими складається система рівнянь, яка включає рівняння: нерозривності, балансу енергії, дифузії, рух частинок рідини і газу, теплопровідності, а також граничні умови. Згадані рівняння хоча і громіздкі, але застосування для розгляду лінійного процесу при рішенні особливих складнощів не представляють.

В цілому можна констатувати, що сам процес зародження та розвиток кавітаційних процесів для певних умов їх протікання дозволяє визначити основні параметри.

Так, в роботі [1] пропонується формула для визначення безрозмірного мінімального радіуса R_{min} бульбашки:

$$R_{min}/R_{max} = \frac{3\delta}{1+3\delta-\delta^{1.6}}, \quad (7)$$

де R_{max} – максимальний радіус; $\delta = p_{пг}/p_0$ ($p_{пг}$ – тиск в середині бульбашки, який складається із парціального тиску пари $p_{п}$ і газу $p_{г}$); p_0 – гідростатичний тиск.

За умови, що $\delta \gg 1$ [1] залежність (7) спрощується:

$$R_{min}/R_{max} = 3\delta \quad (8)$$

Середні за період значення щільності ρ_k і стиснення β_k визначаються:

$$\rho_k = \rho_p(1 - \kappa_k) + \rho_g \kappa_k; \quad \beta_k = \beta_p(1 - \kappa_k) + \beta_g \kappa_k, \quad (9)$$

де ρ_p, ρ_g – щільність рідини і газу відповідно;

κ_k – коефіцієнт кавітації [2]:

$$\kappa_k = \Delta V/V, \quad (10)$$

де ΔV – об'єм кавітаційних бульбашок; V – об'єм рідини.

Параметр ΔV визначається середнім розміром кавітаційних бульбашок і їх кількістю. Оскільки розмір і кількість бульбашок в період кавітаційного процесу змінюються, застосування формули (10) вельми утруднено.

Методика і результати досліджень. Методикою дослідження є формулювання умов взаємодії кавітаційного апарату і технологічного середовища і визначення на цій основі параметрів кавітаційного процесу.

Розрахункова схема «кавітаційний апарат – технологічне середовище» представляється дискретно-континуальною моделлю з частотно-залежним розсіянням енергії (рис. 2).

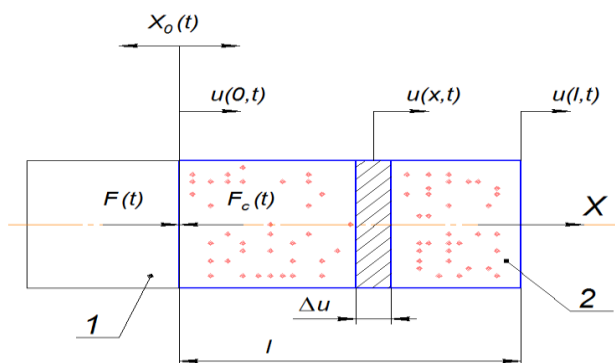


Рисунок 2. Розрахункова схема системи «кавітаційний апарат – технологічне середовище».

Хвильове рівняння середовища, з урахуванням за гіпотезою в'язкого тертя:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{4\eta\partial}{3\rho\partial t} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right), \quad (11)$$

де u - переміщення шару середовища; x - координата; c - швидкість розповсюдження хвиль; η - коефіцієнт в'язкості; ρ - щільність.

Для випадку гармонійних коливань:

$$u = u(x) \sin(\omega t). \quad (12)$$

Підстановка виразу (12) у (11) дає диференціальне рівняння другого порядку з постійними коефіцієнтами, рішення якого має вигляд:

$$u(x) = (A \cos(\bar{K}x) + B \sin(\bar{K}x)), \quad (13)$$

де \bar{K} – комплексна постійна розповсюдження хвилі, котра з урахуванням впливу в'язкого тертя приблизно визначається:

$$\bar{K} = k - i\beta = \frac{\omega}{c} - i \left(\frac{2\eta\omega^2}{3\rho c^3} \right). \quad (14)$$

Тоді вираз для переміщення шару середовища буде мати вигляд:

$$u = [A \cos(\bar{K}x) + B \sin(\bar{K}x)] \sin(\omega t). \quad (15)$$

Диференціюючи вираз (15) по часу, отримуємо вираз для коливальної швидкості:

$$v = \omega [A \cos(\bar{K}x) + B \sin(\bar{K}x)] \cos(\omega t). \quad (16)$$

Після диференціювання виразу (16) по часу, отримуємо вираз для визначення прискорення. Інтеграл від прискорення по координаті з урахуванням другого закону І. Ньютона буде дорівнювати тиску звукової хвилі:

$$P(x) = -\frac{\rho\omega^2}{\bar{K}} [A \sin(\bar{K}x) - B \cos(\bar{K}x)]. \quad (17)$$

Так як в цьому випадку має місце стояча звукова хвиля, то можна виключити із розгляду член, що залежить від часу. Постійне інтегрування визначаємо із початкових і кінцевих умов розповсюдження хвилі в шарі рідини (див. рис. 2). У якості початкової умови зручно використовувати значення коливальної швидкості на випромінюваній поверхні ультразвукового перетворювача. Прийемо межу розподілу перетворювач – шар рідини за початок відліку, тобто $x = 0$ і, таким чином, $v = v_0$. При $x = l$ має місце межа розподілу рідина – газ, на якій згідно з прийнятими допущеннями коефіцієнт відбиття хвилі дорівнює одиниці, і так як $\rho c \gg \rho_{\text{впл}} c_{\text{впл}}$, то маємо на межі вузол звукового тиску, тобто при $x = l, p(x) = 0$.

Підставляючи отримані граничні умови в рівняння (16) і (17), отримуємо вирази для постійного інтегрування:

$$A = \frac{v_0}{\omega}; \quad B = \frac{v_0 \sin(lx)}{\omega \cos(lx)}. \quad (18)$$



Підставляючи отримані граничні умови в рівняння (17), отримуємо вираз для звукового тиску в шарі середовища в залежності від товщини шару:

$$p(x) = \frac{v_0 \rho \omega \sin(K(l-x))}{\cos(\bar{K}l)}. \quad (19)$$

Практичний інтерес представляє розвиток кавітації в шарі, який безпосередньо межує з поверхнею ультразвукового апарату ($x = 0$):

$$P = \frac{v_0 \rho v}{K} \operatorname{tg} \bar{K}l, \quad (20)$$

або з урахуванням (17):

$$P = v_0 \rho c K_{\text{ХВ}}, \quad (21)$$

$$\text{де } K_{\text{ХВ}} = \sqrt{\frac{[\sin kl \operatorname{ch} \beta l]^2 - [\cos kl \operatorname{sh} \beta l]^2}{(k^2 + \beta^2)[(\cos kl \operatorname{ch} \beta l)^2 + (\sin kl \operatorname{sh} \beta l)^2]}} \quad (22)$$

Отриманого вираз дає можливість визначити амплітуду ультразвукового тиску в залежності від в'язкості і товщини шару середовища для різних рідин.

Важливим параметром, що входить в залежність (21) є швидкість розповсюдження хвиль (c).

Коефіцієнт $K_{\text{ХВ}}$ враховує вплив хвильових процесів, що мають місце в середовищі при її коливаннях. Знаходження коефіцієнта $K_{\text{ХВ}}$, як і оцінка контактного тиску потребують експериментальних значень параметрів ρ, c, β, l , що є задачею подальших досліджень.

Цікавим параметром кавітаційного процесу є час кінцевої стадії захоплення бульбашки [5]:

$$\tau_0 = 1,7 R_{\min} / \sqrt{p_m / \rho}. \quad (23)$$

де R_{\min} – мінімальний радіус бульбашки; p_m – тиск; ρ – щільність.

Висновки

1. Складені рівняння руху і їх вирішенням за граничних умов взаємодії апарату і технологічного середовища отримані аналітичні залежності для визначення тиску, як в контактній зоні, так і в інших частинах технологічного середовища у напрямку розповсюдження хвиль
2. Аналізом отриманих залежностей з'ясовано, що визначними параметрами тиску є хвильовий опір, частота, амплітуда коливань, коефіцієнт дисипативного опору, співвідношення довжини хвилі до розміру технологічного середовища в напрямку віброакустичної дії.
3. З'ясовано, що середня за період щільність (складова хвильового опору) повною мірою залежить від середнього за період індексу кавітації, як і стискуваність технологічного середовища.

Література

1. Агрант Б.А. Влияние статического давления на акустические свойства кавитирующей жидкости / Б.А. Агрант, В.И. Башкиров // Акуст. журн. 1969. Т. 15, вып. 4. С. 605-607.
2. Акуличев В.А. Пульсации кавитационных пузырьков / В.А. Акуличев // Физика и техника мощного ультразвука: Мощные ультразвуковые поля. М.: Наука, 1968. Т.2. С. 129-166.
3. Казанцев В.Ф. Движение газовых пузырьков в жидкости под действием сил Бьеркнеса, возникающих в акустическом поле / В.Ф. Казанцев // Докм АН СССР. 1959. Т. 129. №1. С. 3-17.
4. Корнфельд М. Упругость и прочность жидкостей / М. Корнфельд // М., Л.: ГИТТЛ, 1951. – 107с.
5. Луговской А.Ф. Ультразвуковая кавитация в современных технологиях / А.Ф. Луговской, Н.В. Чухраев. – К.: Киевський університет, 2007. – 245с.
6. Розенберг Л.Д. Об излучении звука в жидкость при наличии кавитации / Л.Д. Розенберг, М.Г. Сиротюк // Акуст. журн. 1960. Т. 6, вып. 4. С. 478-481.
7. Grum J.A. Sonoluminescence produced by "stable" cavitation / J.A. Grum // Ibid., 1985. Vol. 78. №1. P. 137-139.

УДК 666.97.003.16

*М.П. Нестеренко, д.т.н., професор**Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРОМАШИНИ З БЕТОННОЮ СУМІШШЮ ПРИ ДІЇ ВЕРТИКАЛЬНО НАПРАВЛЕНОЇ СКЛАДОВОЇ ПРОСТОРОВИХ КОЛИВАНЬ ВІБРОМАШИНИ

АНОТАЦІЯ. *Визначено характер взаємодії вібромашини з бетонною сумішшю при дії вертикально направленої складової просторових коливань вібромашини на основі аналітичного дослідження динамічної системи «вібромашина – бетонне середовище».*

Ключові слова: *вібробуджувач, вібромашина, дебаланс, математична модель, просторові коливання, пружна опора, бетонна суміш.*

ANNOTATION. *Character of cooperation of vibration machines is certain with cement by concrete mixture at the action of the apeak directed constituent of spatial vibrations vibration machines on the basis of analytical research of the dynamic system «vibration machine – cement by concrete environment».*

Key words: *vibroexciter, vibration platform, mathematical model, spatial oscillations, unbalans, resilient support, concrete mixture.*

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

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

Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття. У "плоских" математичних моделях розглядається вплив бетонної суміші на поглинання енергії з врахуванням її реологічних властивостей. У математичних моделях вібраційних машин з просторовими коливаннями робочого органа бетонна суміш враховується у вигляді твердого тіла як приєднана маса до коливальної системи. Але у реальних віброплощадок із просторовими коливаннями робочого органа частина енергії витрачається на тертя бетонної суміші по піддону форми, інша частина поглинається бетонною сумішшю при її ущільненні. Раціональні параметри вібромашини можна устаєовити шляхом визначення енергетичних витрат на основі вивчення закону руху даної динамічної системи, включаючи рух як рухомої рами вібромашини, днища форми, так і рух ущільнюваного середовища у вертикальному напрямі.

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

Виклад основного матеріалу дослідження. Для визначення характеру взаємодії вібромашина з ущільнюваною бетонною сумішшю при вертикально направлених коливаннях досліджуємо динамічну систему «вібромашина – бетонне середовище» (рис.1). Приймаємо розрахункову схему в котрій рухома рама 1 вібромашини встановлена на пружні опори 2, закріплені на фундаменті 3 симетрично до вертикальної осі Z. Вібробуджувач кругових коливань 4 уставлено в центральному вікні рухомої рами таким чином, що вісь обертання його дебалансу 5 нахилена до вертикалі на кут β , а площина 11 дії вимушуючої сили Φ перпендикулярна до осі обертання дебалансу і проходить через точку O, відповідну положенню ц. м. коливальної системи. Електродвигун 6, установлений на піддвигуневій рамі 7, приводить в обертання дебаланс 5 через клинопасову передачу 8. Форма 9, заповнена ущільнюваною бетонною сумішшю, встановлюється на рухома раму 1 між жорсткими клиновими упорами 10.

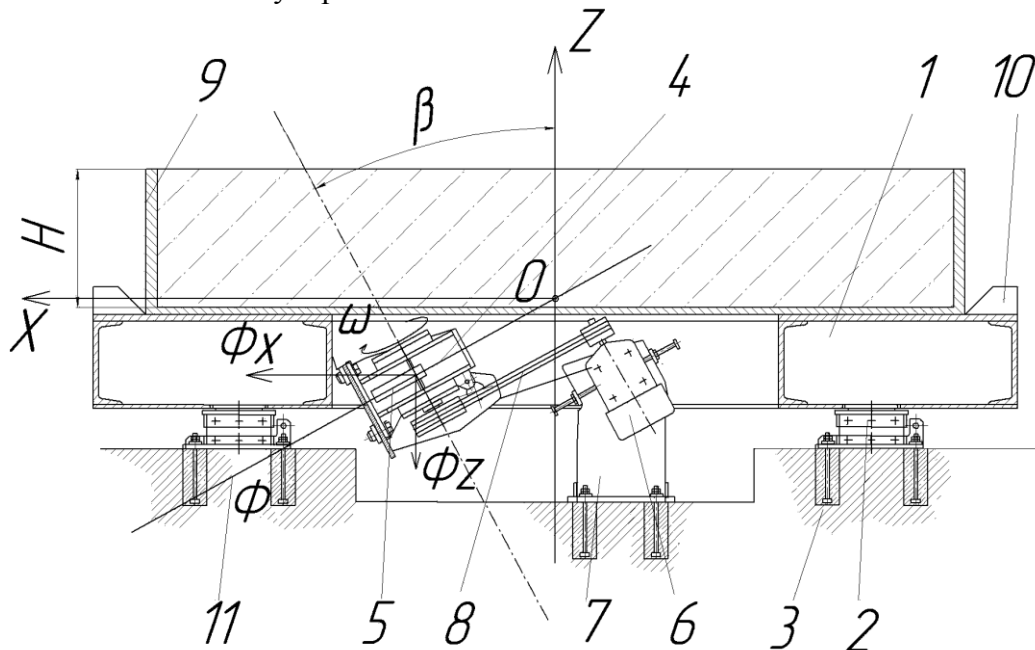


Рисунок 1. Розрахункова схема динамічної системи «вібромашина – бетонне середовище»: 1 – рухома рама вібромашини; 2 – пружна опора; 3 – фундамент; 4 – вібробуджувач; 5 – дебаланс; 6 – електродвигун; 7 – піддвигунева рама; 8 – клинопасова передача; 9 – форма із бетонною сумішшю; 10 – клиновий упор; 11 – площина обертання дебалансу.

При обертанні дебалансу виникає вимушуюча відцентрова сила кругової дії Φ , вектор якої обертається у площині 11 із кутовою швидкістю ω . Складові сили Φ по осях прямокутної системи координат OXYZ з початком у ц. м. O, рівні

$$\Phi_x = \Phi \cos \beta \cos \omega t; \quad \Phi_y = \Phi \sin \omega t; \quad \Phi_z = \Phi \sin \beta \cos \omega t,$$

збуджують трикомпонентні просторові коливання рухомої рами 1 і встановленої на ній форми 9, які її днищем та бортами передаються бетонній суміші, забезпечуючи її ущільнення.

Розглянемо процес ущільнення бетонної суміші від нормальних вертикально направлених коливань $\Phi_z = \Phi \sin \beta \cos \omega t$. Тут форма конструктивно виконана з плоским днищем, а оброблюване середовище представлене у вигляді системи з розподіленими параметрами.

Залежність між напруженням і деформацією оброблюваного бетонного середовища може бути в першому наближенні описана наступним рівнянням

$$\sigma = E \frac{\partial u(z,t)}{\partial z} + \xi \cdot u(z,t), \quad (1)$$

де u і z – ейлерова і лагранжева координати;

E – динамічний модуль пружної деформації ущільнюваної бетонної суміші;

ξ – коефіцієнт опору, що враховує зчеплення та внутрішнє тертя в бетонній суміші, а також витрати енергії на переорієнтацію частинок й інші явища в бетонній суміші, супроводжуючі вібраційне ущільнення.

Значення динамічного модуля пружної деформації ущільнюваної бетонної суміші E залежно від консистенції суміші, її густини та відносної пластичної деформації можуть бути представлені у вигляді показникової функції:

$$E = E_0 \exp(kS^n), \quad (2)$$

де E_0 – динамічний модуль пружної деформації не ущільненого бетонного шару суміші при густині ρ_0 ;

S – коефіцієнт відносної пластичної деформації $S = \varepsilon/\varepsilon_k$;

ε – величина відносної пластичної деформації при поточному значенні густини $\varepsilon = \frac{\rho - \rho_0}{\rho}$;

ε_k – максимальна величина відносної пластичної деформації при остаточному значенні густини $\varepsilon_k = \frac{\rho_k - \rho_0}{\rho_k}$;

ρ_0 – густина шару суміші в не ущільненому стані;

k та n – коефіцієнти, визначувані дослідним шляхом, для важких бетонних сумішей різної консистенції з водоцементним відношенням $V/\text{ц} = 0,4 - 0,48$ і $V/\text{ц} = 0,57 - 0,69$: $k=1,61$ і $n=1,4$.

Значення коефіцієнта опору ξ можна визначити з достатнім ступенем точності з наступної залежності

$$\xi = a\rho\omega, \quad (3)$$

де a – фазова швидкість розповсюдження вимушених коливань в ущільнюваному шарі бетонної суміші,

$$a = \sqrt{\frac{E}{\rho}}; \quad (4)$$

ω – кутова частота вимушених коливань.

Диференціальне рівняння руху ущільнюваної суміші у напрямі координати z за час t матиме вигляд

$$\frac{\partial \sigma(z,t)}{\partial z} = \rho \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial t^2}, \quad (5)$$

або з урахуванням залежності (1)

$$E \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial z^2} + \xi \frac{\partial u(z,t)}{\partial z} = \rho \frac{\partial^2 u(z,t)}{\partial t^2}. \quad (6)$$

Розв'язок хвильового рівняння коливань (6) відшукуватимемо за наступних граничних умов:

$$-m \frac{\partial^2 u(0,t)}{\partial t^2} - c_1 u(0,t) + EF \frac{\partial u(0,t)}{\partial z} + \xi F u(0,t) = -\Phi \cos \beta \sin(\omega t); \quad (7)$$

$$E \frac{\partial u(H,t)}{\partial z} + \xi u(H,t) = 0, \quad (8)$$

де m – маса вібростани;

c_1 – коефіцієнт жорсткості пружних опор у вертикальному напрямі;



Φ – вимушуюча сила;

F – площа днища форми, що контактує з бетонною сумішшю;

H – висота ущільнюваного шару суміші.

Для розв'язання рівняння (6) представимо функцію $u(z, t)$ у вигляді [9]:

$$u(z, t) = U(z) \sin \omega t \quad (9)$$

де $U(z)$ – комплексна амплітуда коливань, котра визначається з граничних умов (7) та (8).

Підставляючи вираз (9) у рівняння (6), отримуємо рівняння

$$\frac{\partial^2 U(z)}{\partial z^2} + 2\delta_1 \frac{\partial U(z)}{\partial z} + k^2 U(z) = 0, \quad (10)$$

де k – хвильове число,

$$k = \frac{\omega}{a}; \quad (11)$$

δ_1 – коефіцієнт загасання вимушуючої сили в ущільнюваному шарі бетонної суміші

$$\delta_1 = \frac{\xi}{2E}. \quad (12)$$

Підставляючи розв'язок рівняння (10) у вираз (9), отримуємо залежність для визначення функції $u(z, t)$ у наступному вигляді:

$$u(z, t) = e^{-\delta_1 z} (M \sin k_1 z + N \cos k_1 z) \sin \omega t, \quad (13)$$

де M і N – постійні інтегрування, які визначаються з граничних умов (7) і (8)

$$k_1 = \sqrt{k^2 + \delta_1^2}. \quad (14)$$

Підставляючи вираз (13) у граничну умову (8), знайдемо співвідношення між постійними інтегрування M та N :

$$M = N \frac{k_1 E \sin k_1 H - 0,5 \xi \cos k_1 H}{k_1 E \cos k_1 H + 0,5 \xi \sin k_1 H} = N \frac{\sin(k_1 H - \lambda_1)}{\cos(k_1 H - \lambda_1)}, \quad (15)$$

де λ_1 – кут зсуву фаз,

$$\lambda_1 = \arctg \frac{0,5 \xi}{k_1 E}. \quad (16)$$

Підставляючи отриманий вираз (15) у граничну умову (7), послідовно, після нескладних перетворень, знайдемо постійні інтегрування N і M :

$$N = \frac{Q}{c_1 - [m + \frac{\rho F}{k} \operatorname{tg}(k_1 H - \lambda_1)] \sqrt{1 - \frac{0,25 \xi^2}{E^2 \omega^2} + \frac{0,5 \xi F}{\omega^2}} \omega^2}; \quad (17)$$

$$M = \frac{Q \sin(k_1 H - \lambda_1)}{c_1 - [m + \frac{\rho F}{k} \operatorname{tg}(k_1 H - \lambda_1)] \sqrt{1 - \frac{0,25 \xi^2}{E^2 \omega^2} + \frac{0,5 \xi F}{\omega^2}} \omega^2 \cos(k_1 H - \lambda_1)}. \quad (18)$$

Підставляючи вирази (17) і (18) у залежність (13), знайдемо шукане рішення рівняння (6) у наступному вигляді

$$u(z, t) = A_1 e^{-\delta_1 z} \frac{\cos[k_1 (H - z) - \lambda_1]}{\cos(k_1 H - \lambda_1)} \sin \omega t, \quad (19)$$

де A_1 – амплітуда коливань віброна машини,

$$A_1 = \frac{Q}{c_1 - [m + \frac{\rho F}{k} \operatorname{tg}(k_1 H - \lambda_1) \sqrt{1 - \frac{0,25\xi^2}{F^2 \omega^2} + \frac{0,5\xi F}{\omega^2}}] \omega^2} \quad (20)$$

При $z = 0$ вираз (19) описує закон руху рухомої рами вібромашинаа, тобто

$$u(0, t) = A_1 \sin \omega t. \quad (21)$$

З аналізу отриманих залежностей (19) та (20) виходить, що вираз

$$[\frac{\rho F}{k} \operatorname{tg}(k_1 H - \lambda_1) \sqrt{1 - \frac{0,25\xi^2}{F^2 \omega^2} + \frac{0,5\xi F}{\omega^2}}] \omega^2 \quad (22)$$

є величиною сили інерції ущільнюваного шару бетонної суміші у вертикальному напрямі. Звідси витікає, що при вібраційній дії у вертикальному напрямі приведена маса бетонної суміші $m_{\text{прп}}$ може бути визначена з наступного виразу:

$$m_{\text{прп}} = [\frac{\rho}{k} \operatorname{tg}(k_1 H - \lambda_1) \sqrt{1 - \frac{0,25\xi^2}{E^2 \omega^2} + \frac{0,5\xi F}{\omega^2}}] \omega^2 F. \quad (23)$$

Величина питомої приведеної маси бетонної суміші при коливаннях у вертикальному напрямі визначиться з виразу (23) і буде рівна:

$$m_{\text{прп}} = [\frac{\rho}{k} \operatorname{tg}(k_1 H - \lambda_1) \sqrt{1 - \frac{0,25\xi^2}{E^2 \omega^2} + \frac{0,5\xi F}{\omega^2}}] \omega^2 F. \quad (24)$$

Аналіз отриманих виразів показує, що значення приведеної маси ущільнюваного шару бетонної суміші $m_{\text{прп}}$ при вертикальній вібраційній дії істотно залежать від динамічного модуля пружної деформації і коефіцієнта опору ξ ущільнюваної бетонної суміші, її густини ρ , фазової швидкості розповсюдження вимушуючої сили в ущільнюваному шарі a , кутової частоти коливань ω , товщини оброблюваного шару H , і площі опорної поверхні днища форми F .

Підставляючи розв'язок (19) у залежність (1), знайдемо величину напруження, яке виникає в ущільнюваному шарі бетонної суміші:

$$\sigma_{11}(z, t) = A_1 \omega \sqrt{E \rho} e^{-\delta_1 z} \frac{\sin k_1 (H - z)}{\cos(k_1 H - \lambda_1)} \sin \omega t. \quad (25)$$

Отримана залежність (25) дозволяє визначити напруження в ущільнюваній бетонній суміші, які викликаються відносною деформацією ущільнюваного шару.

Середнє напруження, яке виникає в ущільнюваному шарі бетонної суміші, визначиться з наступного виразу:

$$\begin{aligned} \sigma_{11cp} &= \frac{1}{H} \int_0^H \sigma(z, t) dz = \\ &= A_1 \omega \sqrt{E \rho} \frac{1}{H \sqrt{k_1^2 + \delta_1^2} [e^{-\delta_1 H} \cos \lambda_1 - \cos(k_1 H + \lambda_1)] \sin \omega t}. \end{aligned} \quad (26)$$

Напруження, яке виникає в основі ущільнюваного шару цементно-бетонної суміші, визначиться з виразу (25):

$$\sigma_{11}(0, t) = A_1 \omega \sqrt{E \rho} \frac{\sin k_1 H}{\cos(k_1 H - \lambda_1)} \sin \omega t. \quad (27)$$

Напруження, яке виникає в основі шару суміші від дії власної сили інерції шару, може бути визначені з наступної залежності:

$$\sigma_{12}(0, t) = A_1 \omega^2 \rho g H \sin \omega t. \quad (28)$$

Тоді загальна величина нормального напруження, яке виникає в основі ущільнюваного шару бетонної суміші, може бути визначена з наступної залежності



$$\sigma_1(0,t) = \sigma_{11}(0,t) + \sigma_{12}(0,t). \quad (29)$$

Загальна величина середнього нормального напруження в ущільнюваному шарі бетонної суміші визначатиметься з наступного виразу:

$$\sigma_{1cp}(0,t) = \sigma_{11cp}(0,t) + 0,5\sigma_{12}(0,t) \quad (30)$$

Висновки

1. Отримані теоретичні залежності дозволяють достатньо точно врахувати фізико-механічні характеристики ущільнюваного середовища і визначити раціональні параметри вібраційної площадки і режими вібраційної дії, при яких забезпечується ефективне ущільнення бетонних сумішей.
2. Вирази (19), (20) і (23) – (30) дозволяють визначити закон руху динамічної системи і фізико-механічні характеристики бетонної суміші, які можуть бути використані при дослідженні складних динамічних систем з просторовими коливаннями та при ущільненні залізобетонних виробів зі складною конфігурацією.

Література

1. Нестеренко М.П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С. 177–181.
2. Ахвердов И.Н. Основы физики бетона / И.Н. Ахвердов. – М.: Стройиздат, 1981. – 464 с.
3. Гусев Б.В. Вибрационная технология бетона / Б.В. Гусев, В.Г. Зазимко. – К.: Будівельник, 1991. – 160 с.
4. Десов А.Е. Вибрированный бетон. – М.: Госстройиздат, 1956. – 230 с.
5. Гольдштейн Б.Г. Глубинные вибраторы для уплотнения бетона / Б.Г. Гольдштейн, Л.П. Петрунькин. – М.: Машиностроение, 1966. – 169 с.
6. Овчинников П. Ф. Виброреология. / П.Ф. Овчинников. – К.: Наукова думка, 1983. – 272 с.
7. Сивко В. И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси / В. И. Сивко. – К.: Вышш. шк., 1987. – 168 с.
8. Олехнович К.А. Исследования характера многокомпонентных колебаний малочумных виброплощадок / К.А. Олехнович, Ю.И. Виноградов. – Полтава: ПИСИ, 1980. – 13 с.
9. Орисенко О.В. Дослідження просторового руху робочого органа вібраційної машини для формування трубчастих залізобетонних виробів / О.В. Орисенко, М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6, частина 1. – С.172 – 175.
10. Нестеренко, М. П. Дослідження характеру взаємодії вертикальних стінок форми з цементобетонною сумішшю при дії горизонтальної складової просторових коливань вібростанини / М. П. Нестеренко // Нові технології. Науковий вісник Кременчуцького університету економіки, інформаційних технологій і управління №4 (26). – 2009. – С. 153-158.
11. Нестеренко, М. П. Дослідження зміни коефіцієнта приєднаної маси цементобетонної суміші при горизонтальних коливаннях залежно від її властивостей та умов формування виробів / М. П. Нестеренко // Науковий вісник будівництва. Харків: ХДТУБА-ХОТВ АБУ, № 61. – 2010. – С. 184 – 191.
12. Нестеренко, М. П. Визначення коефіцієнта приєднаної маси цементобетонної суміші при вертикальних коливаннях залежно від властивостей та умов формування виробів / М. П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ. Випуск 1 (26). – 2010. – С. 78 – 85.

УДК 693.546

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

ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ЕНЕРГЕТИЧНО ВРІВНОВАЖЕНОГО ПРИВОДУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ

АНОТАЦІЯ. Для роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки визначено оптимальне значення кута зміщення кривошипів. В якості критерію оптимальності використано функції зміни кінетичної енергії кожного з формувальних візків та сумарної кінетичної енергії всієї установки.

Ключові слова: роликова формувальна установка, приводний механізм, формувальний візок, кінетична енергія, кут зміщення.

SUMMARY. For roller forming installation with energetically balanced drive on three forming carts optimum value of a corner of shift of cranks is defined. As criterion of an optimality functions of change of kinetic energy of each of forming carts and total kinetic energy of all installation are used.

Key words: roller forming installation, driving mechanism, forming cart, kinetic energy, shift corner.

Постановка проблеми. В існуючих установках поверхневого роликового ущільнення залізобетонних виробів використовується кривошипно-повзунний або гідравлічний привод зворотно-поступального руху формувального візка з укочувальними роликами [1-5]. Значним недоліком даних пристроїв є недосконалість приводного механізму. Цей недолік проявляється в тому, що під час постійних пускогальмівних режимів руху втрачається значна частина кінетичної енергії, яка йде на втомлене руйнування конструкції.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність [1-5]. 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. Тому постає задача створення такого приводного механізму роликової формувальної установки, в якому при зворотно-поступальному русі формувального візка кінетична енергія одних ланок установки змогла б перетворюватися в кінетичну енергію інших ланок.

Метою даної роботи є розробка конструкції роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки, у якій при зворотно-поступальному русі формувальних візків кінетична енергія змогла б перерозподілятися між ними.

Виклад основного матеріалу дослідження. Для вирішення поставленої задачі пропонується схема пристрою (рис. 1), в якому при зміні напрямку руху візків відбувається перерозподіл кінетичної енергії між ними. Пристрій складається з трьох однакових візків 1, 2 та 3, кожний з яких приводиться в зворотно-поступальний рух від спільного приводу, до складу якого входять три кривошипно-повзунні механізми. Вказані кривошипно-повзунні механізми вміщують в собі візки 1, 2 і 3, шатуни 4, 5 і 6, а також кривошипи 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на одному приводному валу 10 і зміщені один відносно другого на певний кут, причому кут зміщення між кривошипами 7 і 9 позначений $\Delta\varphi_1$, а між шатунами 7 і 8 та 8 і 9 – $\Delta\varphi_2$.

Наявність єдиного приводу дозволяє знизити енергетичні затрати за рахунок безпосередньої передачі кінетичної енергії між рухомими ланками при постійних пускогальмівних режимах руху. Для даного пристрою необхідно визначити такі значення кутів зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1$ та $\Delta\varphi_2$, при яких відбувалася б максимально можлива передача кінетичної енергії від одного візка до двох інших.

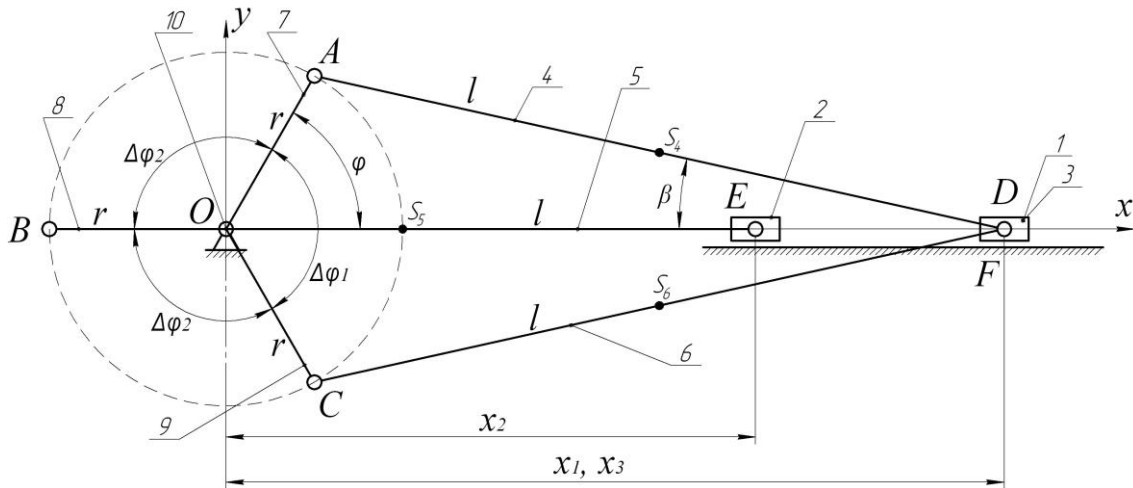


Рисунок 1. Кінематична схема пристрою, що дозволяє перерозподіл енергії між ланками.

Умовою неспоживання енергії ззовні на пускогальмівні режими руху візків при незначній зміні сил тертя та сукупності всіх дисипативних сил системи є незмінність їх сумарної кінетичної енергії протягом одного циклу руху (один повний оберт кривошипа):

$$T_1 + T_2 + T_3 = \frac{3}{2} \cdot T_m = \text{const}, \quad (1)$$

де T_1 , T_2 та T_3 – функції зміни кінетичної енергії візків 1, 2 та 3 відповідно; T_m – постійне значення енергії, яке дорівнює максимальному значенню кінетичної енергії одного з візків при умові, що кожний з візків в деякий момент часу перебуває в стані нерухомості (при досягненні візками крайніх положень).

У момент, коли кривошип 8 (рис. 1) повзуна 2 займає кутову координату $\varphi + \Delta\varphi_2 = \pi$, повзун 2 перебуває у крайньому положенні. Тоді:

$$T_2 = 0; \quad T_1 = T_3 = \frac{3}{4} T_m. \quad (2)$$

Кінетична енергія кожного з візків визначається наступним виразом:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{x}_1^2, \quad (3)$$

де m_1 – маса формувального візка (маси усіх формувальних візків рівні $m_1 = m_2 = m_3 = m$); \dot{x}_1 – лінійна швидкість руху центра мас візка 1.

Для визначення лінійної швидкості центра мас візка 1 необхідно спочатку визначити його функцію положення. Для пристрою на рис. 1 функція зміни лінійного переміщення центра мас візка 1 матиме вигляд:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \beta, \quad (4)$$

де r – радіус кривошипа; l – довжина шатуна; φ – кутова координата повороту кривошипа; β – кутова координата, яка визначає положення шатуна 4 відносно горизонталі.

Враховуючи, що:

$$r \cdot \sin \varphi = l \cdot \sin \beta \Rightarrow \sin \beta = \frac{r}{l} \cdot \sin \varphi \Rightarrow \cos \beta = \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}, \quad (5)$$

функцію зміни лінійного переміщення центра мас візка 1 можна записати у вигляді:

$$x_1 = r \cdot \cos \varphi + l \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}. \quad (6)$$

Диференціюючи за часом вираз (4), отримано функцію зміни лінійної швидкості центра мас візка 1 при постійній кутовій швидкості кривошипу ($\dot{\varphi} = \omega = const$):

$$\dot{x}_1 = -r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi - l \cdot \dot{\beta} \cdot \sin \beta. \quad (7)$$

Із виразу (5) можна отримати:

$$\dot{\beta} \cdot \cos \beta = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi \Rightarrow \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \Rightarrow \dot{\beta} = \dot{\varphi} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}}. \quad (8)$$

Із врахуванням виразів (5) та (8) функція зміни лінійної швидкості центра мас візка 1 матиме вигляд:

$$\dot{x}_1 = -\dot{\varphi} \cdot r \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right); \quad (9)$$

Підставивши вираз (9) у функцію зміни кінетичної енергії (3), отримуємо:

$$T_1 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2. \quad (10)$$

Продиференціювавши вираз (10) за координатою φ , отримуємо функцію зміни крутного моменту, що виникає від дії сил інерції:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot & \left[\sin \varphi \cdot \cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right)^2 + \frac{r}{l} \cdot \sin^2 \varphi \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \times \right. \\ & \left. - \sin \varphi \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right) + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin \varphi \cdot \cos^2 \varphi \right. \\ & \left. \times \frac{1}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right] = \\ = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin \varphi \cdot & \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{\frac{r}{l} \cdot \left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right]. \end{aligned} \quad (11)$$

При виконанні умови неспоживання енергії ззовні на пускогальмівні режими руху візків (1), тобто при незмінності сумарної кінетичної енергії пристрою протягом одного циклу руху, вираз (11) прирівнюємо до нуля:

$$\frac{\partial T_1}{\partial \varphi} = m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin \varphi \cdot \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \cdot \left[\cos \varphi \cdot \left(1 + \frac{\frac{r}{l} \cdot \cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} \right) + \frac{\frac{r}{l} \cdot \left(\frac{r^2}{l^2} - 1 \right) \cdot \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi \right)^{\frac{3}{2}}} \right] = 0. \quad (12)$$



Вираз (12) буде рівний нулю, якщо один із його множників дорівнює нулю. Розглянемо ці випадки.

1. У першому випадку $\sin \varphi = 0$. Тоді: $\varphi = \pi \cdot k$, $k = 0, 1, 2, \dots, n$. Цей розв'язок відповідає мінімальному значенню кінетичної енергії формувального візка ($T_{1\min} = 0$), тобто крайньому положенню формувального візка.

2. У другому випадку:

$$1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}} = 0. \quad (13)$$

При цьому повинна виконуватись умова: $\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right) > 0$.

Помноживши праву і ліву частини виразу (13) на $\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}$, отримуємо:

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi = 0 \quad \text{або} \quad \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = -\frac{r}{l} \cdot \cos \varphi. \quad (14)$$

Після піднесення правої та лівої частин виразу (14) до квадрату отримуємо:

$$1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi \quad \text{або} \quad 1 = \frac{r^2}{l^2} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi = \frac{r^2}{l^2} \cdot (\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi) = \frac{r^2}{l^2}. \quad (15)$$

При цьому $\frac{r^2}{l^2} = 1$. Цей розв'язок справедливий при $r = l$ для будь-яких значень φ . А для кривошипно-повзунних механізмів це не може бути реалізовано на практиці у зв'язку з можливістю заклинювання такого механізму.

3. У третьому випадку:

$$\left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}}\right) \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1\right) \cdot \sin^2 \varphi}{\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi\right)^{\frac{3}{2}}} = 0. \quad (16)$$

Домноживши праву і ліву частини виразу (16) на $\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi}$, отримуємо:

$$\left(\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} + \frac{r}{l} \cdot \cos \varphi\right) \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1\right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0 \quad (17)$$

або

$$\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \cos \varphi + \frac{r}{l} \cdot \cos^2 \varphi + \frac{r}{l} \cdot \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1\right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0. \quad (18)$$

Помножимо всі члени рівності (18) на $\frac{l}{r}$, після чого отримуємо:

$$\frac{l}{r} \cdot \sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi + \frac{\left(\frac{r^2}{l^2} - 1\right) \cdot \sin^2 \varphi}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi} = 0. \quad (19)$$

Враховуючи, що у кривошипно-повзунному механізмі $\frac{r^2}{l^2} \ll 1$, то вираз (19) можна записати у вигляді:

$$\frac{l}{r} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi - \sin^2 \varphi = 0. \quad (20)$$

Замінивши у рівності (20) $\sin^2 \varphi = 1 - \cos^2 \varphi$, можна отримати:

$$\frac{l}{r} \cdot \cos \varphi + \cos^2 \varphi - 1 + \cos^2 \varphi = 0 \quad \text{або} \quad 2 \cdot \cos^2 \varphi + \frac{l}{r} \cdot \cos \varphi - 1 = 0. \quad (21)$$

Розв'язком рівняння (21) є:

$$\cos \varphi = \frac{-\frac{l}{r} \pm \sqrt{\frac{l^2}{r^2} + 8}}{4} = -\frac{l}{4 \cdot r} \pm \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}}. \quad (22)$$

Оскільки $|\cos \varphi| \leq 1$, то корінь рівняння (21) приймаємо:

$$\cos \varphi = -\frac{l}{4 \cdot r} + \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}}. \quad (23)$$

Тоді:

$$\varphi = \varphi_{\max} = \pm \arccos \left(-\frac{l}{4 \cdot r} + \sqrt{\frac{l^2}{16 \cdot r^2} + \frac{1}{2}} \right) + 2 \cdot k \cdot \pi, \quad k \in \mathbb{Z}. \quad (24)$$

Цей розв'язок відповідає максимальному значенню кінетичної енергії формувального візка T_m .

Для роликової формувальної установки з параметрами приводного механізму [6, 7] $r = 0,2 \text{ м}$ та $l = 0,8 \text{ м}$ значення кута положення кривошипа, що відповідає максимальному значенню кінетичної енергії формувального візка, становить $\varphi_{\max} = \pm 1,344 \text{ рад} = \pm 77,01^\circ$.

Вираз (10) кінетичної енергії формувального візка, що відповідає значенню кута повороту кривошипа φ_{\max} , матиме вигляд:

$$T_m = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2. \quad (25)$$

Тоді з врахуванням виразів (10) та (25), прийнявши положення кривошипа 8 кутовою координатою $\varphi + \Delta\varphi_2 = \pi$ та симетричне розташування кривошипів 7 та 9 відносно горизонталі, рівність (2) можна представити у вигляді:

$$\frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = \frac{3}{4} \cdot \frac{1}{2} \cdot m \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot r^2 \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2$$

або



$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = \frac{3}{4} \cdot \sin^2 \varphi_{\max} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \varphi_{\max}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \varphi_{\max}}} \right)^2. \quad (26)$$

Підставивши у вираз (26) $\varphi_{\max} = 1,344 \text{ рад} = 77,01^\circ$, отримуємо:

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = 0,797. \quad (27)$$

Зробимо заміну $\cos \frac{\Delta\varphi_1}{2} = \sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}$. Тоді:

$$\sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2} \cdot \left(1 + \frac{r}{l} \cdot \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} \right)^2 = 0,797 \quad \text{або} \quad \frac{r}{l} \cdot \frac{\sqrt{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}}{\sqrt{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}} = \frac{0,89275}{\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2}} - 1. \quad (28)$$

Піднесемо до квадрату обидві частини другого рівняння (28):

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot \sin^2 \frac{\Delta\varphi_1}{2}} = \left(\frac{0,89275}{\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2}} - 1 \right)^2. \quad (29)$$

У останньому виразі зробимо заміну $\sin \frac{\Delta\varphi_1}{2} = a$. Тоді

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - a^2}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2} = \left(\frac{0,89275}{a} - 1 \right)^2 \quad \text{або} \quad \frac{r^2}{l^2} \cdot \frac{1 - a^2}{1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2} = \frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1. \quad (30)$$

Помножимо ліву та праву частини рівності (30) на $\left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \right)$. Після чого отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} \cdot (1 - a^2) = \left(\frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 \right) \cdot \left(1 - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \right). \quad (31)$$

Розкриємо дужки у рівності (31). Тоді отримаємо:

$$\frac{r^2}{l^2} - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 = \frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 - 0,797 \cdot \frac{r^2}{l^2} + 1,7855 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot a - \frac{r^2}{l^2} \cdot a^2 \quad (32)$$

або

$$\frac{0,797}{a^2} - \frac{1,7855}{a} + 1 - 1,797 \cdot \frac{r^2}{l^2} + 1,7855 \cdot \frac{r^2}{l^2} \cdot a = 0. \quad (33)$$

Домноживши ліву та праву частини рівняння (33) на $a^2 \cdot \frac{l^2}{r^2}$, отримаємо:

$$1,7855 \cdot a^3 + \frac{l^2}{r^2} \cdot a^2 - 1,797 \cdot a^2 - 1,7855 \cdot \frac{l^2}{r^2} \cdot a + 0,797 \cdot \frac{l^2}{r^2} = 0. \quad (34)$$

Підставивши у вираз (34) значення параметрів приводного механізму $r = 0,2 \text{ м}$ та $l = 0,8 \text{ м}$, отримаємо:

$$1,7855 \cdot a^3 + 14,203 \cdot a^2 - 28,568 \cdot a + 12,928 = 0. \quad (35)$$

В результаті розв'язку кубічного рівняння (35) отримуємо три корені:

$$a_1 = 0,8707; \quad a_2 = 0,8587; \quad a_3 = -9,6840. \quad (36)$$

Оскільки $|\sin \varphi| \leq 1$, то третій корінь (36) не приймаємо до уваги. Після цього визначаємо значення кута $\Delta\varphi_1$:

$$\sin \frac{\Delta\varphi_{11}}{2} = a_1 \Rightarrow \frac{\Delta\varphi_{11}}{2} = \arcsin a_1 \Rightarrow \Delta\varphi_{11} = 2 \cdot \arcsin a_1 = 2 \cdot \arcsin 0,8707 = 121,08^\circ; \quad (37)$$

$$\sin \frac{\Delta\varphi_{12}}{2} = a_2 \Rightarrow \frac{\Delta\varphi_{12}}{2} = \arcsin a_2 \Rightarrow \Delta\varphi_{12} = 2 \cdot \arcsin a_2 = 2 \cdot \arcsin 0,8587 = 118,34^\circ.$$

Оскільки значення кутів $\Delta\varphi_{11}$ та $\Delta\varphi_{12}$ майже рівні між собою, прийmemo їх середнє значення для кута зміщення кривошипів $\Delta\varphi_1 = 120^\circ = \frac{2}{3} \cdot \pi$. Тоді значення кута $\Delta\varphi_2$ визначатиметься залежністю:

$$\Delta\varphi_2 = \frac{2 \cdot \pi - \Delta\varphi_1}{2} = \pi - \frac{\Delta\varphi_1}{2} = \pi - \frac{1}{3} \cdot \pi = \frac{2}{3} \cdot \pi = 120^\circ. \quad (37)$$

З отриманих результатів видно, що значення кут $\Delta\varphi_1$ та $\Delta\varphi_2$ рівні між собою. Тоді можна прийняти $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_2 = \Delta\varphi = 120^\circ$.

Згідно результатів проведеного дослідження було розроблено конструкцію роликів формувальної установки для ущільнення виробів з бетонних сумішей [8], що складається з нерухомого порталу та трьох формувальних візків, які виконані з можливістю приведення в зворотно-поступальний рух від спільного приводу з трьома кривошипно-повзунними механізмами, кривошипи яких жорстко закріплені на одному приводному валу і зміщені один відносно одного на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Всі формувальні пристрої розташовані паралельно між собою з одного боку приводного валу для забезпечення ущільнення бетонної суміші на одній технологічній лінії. При застосуванні спільного енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки підвищується продуктивність установки, зменшуються динамічні навантаження в елементах її приводного механізму, зменшуються зайві руйнівні навантаження на рамну конструкцію і, відповідно, підвищується довговічність установки в цілому.

На рис. 2 зображено загальний вигляд роликів формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом для трьох формувальних візків (вигляд з боку) та її кінематичну схему. Установка складається з трьох однакових формувальних візків 1, 2 та 3, що розміщені з одного боку від приводу. Кожний з візків через шатуни 4, 5 та 6 шарнірно рухомо з'єднано з кривошипами 7, 8 та 9, які жорстко закріплені на приводному валу 10 та зміщені один відносно другого на кут $\Delta\varphi = 120^\circ$. Формувальні візки 1, 2 та 3 змонтовані на спільному порталі

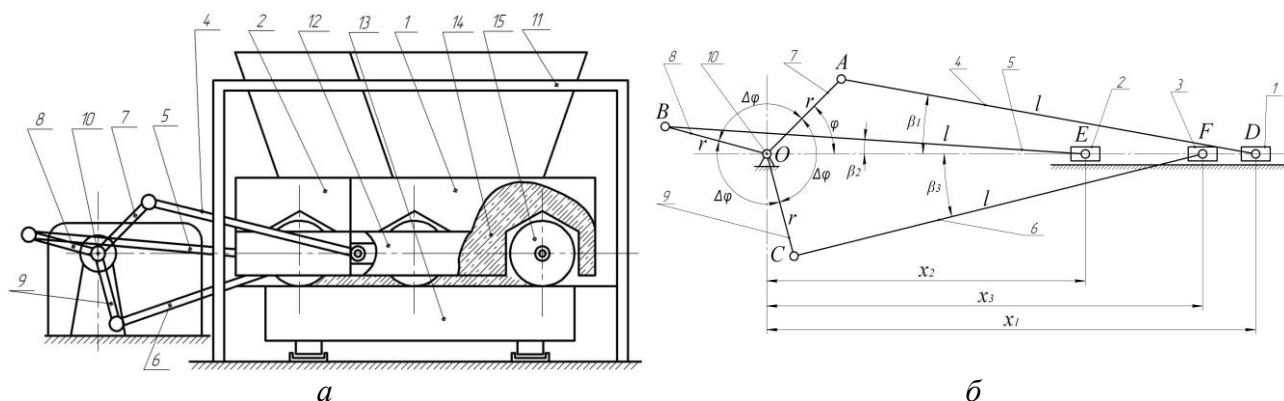


Рисунок 2. Роликів формувальна установка з енергетично врівноваженим приводом (а) та її кінематична схема (б).



11, на якому змонтовані напрямні руху 12, у яких здійснюють зворотно-поступальний рух вищезгадані формувальні візки над порожниною форми 13. Формувальні візки 1, 2 та 3 мають подавальний бункер 14 та укочувальні ролики 15, які встановлені в напрямних руху 12.

Висновки

1. В результаті проведених досліджень визначено оптимальне значення кута зміщення кривошипів енергетично врівноваженого приводу на три формувальні візки роликової формувальної установки. В якості критерію оптимальності використано функції зміни кінетичної енергії кожного з формувальних візків та сумарної кінетичної енергії всієї установки.

2. Розроблено конструкцію роликової формувальної установки з енергетично врівноваженим приводом на три формувальні візки.

3. Результати роботи можуть в подальшому бути корисними для уточнення та удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку приводних механізмів машин роликового формування як на стадіях проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. / В.М. Гарнець – К.: Будівельник, 1991. – 144 с.
2. Гарнец В.Н. Исследование процесса роликового формования бетона / В.Н. Гарнец, В.Т. Рюшин // Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. – Рига, 1979. – С. 218, 219.
3. Гарнец В.Н. Роликовый метод формования бетонных изделий / В.Н. Гарнец, В.Т. Рюшин, А.А. Коврыжников // Горные, строительные и дорожные машины. – 1980. – № 30. – С. 67–69.
4. Кузин В.Н. Технология роликового формования плоских изделий из мелкозернистых бетонов : Автореф. дис. на соискание уч. степени канд. техн. наук.: спец. 05.05.04 “Дорожные и строительные машины” / В.Н. Кузин – Москва, 1981. – 20 с.
5. Рюшин В.Т. Исследование рабочего процесса и разработка методики расчета машин роликового формования бетонных смесей: спец. 05.05.04 “Дорожные и строительные машины”. / В.Т. Рюшин. – Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – К. – 1986.
6. Почка К.І. Розробка та аналіз роликової формувальної установки з рекупераційним приводом: Автореф. дис. канд. наук. / К.І. Почка. – К.: КНУБА. – 2008. – 24 с.
7. Ловейкін В.С. Оптимізація конструктивних параметрів приводного механізму роликової формувальної установки з рекупераційним приводом / В.С. Ловейкін, Д.А. Паламарчук, К.І. Почка // Науково-технічний журнал «Техніка будівництва». – № 15. – 2004 р. – С. 40-48.
8. Патент 50032 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формирования виробів з бетонних сумішей / Ловейкін В.С., Почка К.І. – № u 200911443 заявл. 10.11.2009; опубл. 25.05.2010, Бюл. № 10.

УДК 693.542.52-868

В.А. Басараб, к.т.н., зав. лабораторією КНУБА

ОСОБЛИВОСТІ ПОВЕДІНКИ ВІБРОСИСТЕМИ В УМОВАХ ВІБРОУДАРНОГО РЕЖИМУ РОБОТИ

АНОТАЦІЯ. Стаття присвячена дослідженню взаємодії середовища (бетонної суміші) з робочим органом електромагнітної ударно – вібраційної установки для віброуцільнення будівельних сумішей. Досліджено поведінку системи для дискретної та континуальної моделей середовища. Створено дослідно – експериментальний стенд, що включає ударно – вібраційну установку та апаратуру прийому, запису та аналізу даних. Запропоновано нову конструкцію підвіски ударника, що дає змогу реалізовувати полічастотний режим руху. Створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки з магнітно-підвішаною конструкцією ударника.

Ключові слова: ударно-вібраційна установка, полічастотний режим коливань, магнітно-підвішана конструкція ударника.

ANNOTATION. The article presents a modern investigation of the problem of interaction between concrete mix and working platform electromagnetic shock – vibration setting under conditions of vibro-compacting. Applying the discrete and continuum models of the concrete mix the behavior of the system was researched. The laboratory test equipment which includes vibroimpact set and PC – based data acquisition system was created. The new suspended impactor design which gives a possibility to realize poliharmonic vibration conditions was proposed. The laboratory model two-mass electromagnetic shock-vibration machine with magnetically suspended construction of impactor was created.

Key words: shock-vibration machine, poliharmonic vibration conditions, magnetically suspended construction of impactor.

Актуальність роботи. Процес ущільнення є основним процесом в технології виробництва збірного залізобетону і має вирішальний вплив на якість виробів, трудоемкість робіт та технологічну ефективність.

Останнім часом більш ефективними є низькочастотні ударно-вібраційні технології ущільнення, що мають значну асиметрію прискорень. Багато праць присвячених дослідженню впливу середовища на вібраційну машину. В основному ці роботи присвячені дослідженню машин з гармонічним режимом руху. Окрім того, на сьогоднішній день з'явилися нові технології ущільнення, що потребують реалізації складних режимів руху робочого органу за умов отримання виробів високої якості та мінімальних енерговитрат. Тому, актуальним є питання створення полічастотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної установки та дослідження особливостей поведінки машини в умовах взаємодії з багатокомпонентним середовищем.

Викладення основного матеріалу. Для складання математичної моделі пропонується метод, у відповідності з яким робоче середовище в процесі коливань враховується в рівняннях руху робочих органів машин у вигляді контактної сили, що називається реакцією середовища. В якості фізичної моделі використовувалась система з розподіленими параметрами. Модель системи та схему прикладання сил представлено на рис. 1.

Досліджувана система складається з маси m_1 – робочого органу і частини маси форми з сумішшю, яка припадає на один віброблок а також маси m_2 – ударника. Коливання мас збуджуються електромагнітом з силою тяги F_e . Співударяння мас відбувається через пружні елементи (буфера) жорсткістю c_2 з коефіцієнтом опору b_2 . Взаємне переміщення мас забезпечується за рахунок пружних елементів (підвіски ударника) жорсткістю c_1 з коефіцієнтом опору b_1 . Маса m_1 віброізолюється від фундаменту опорними пружними елементами (амортизаторами) жорсткістю c_3 з коефіцієнтом опору b_3 . При забезпеченні умові віброізоляції, опорні пружні елементи не виявляють суттєвого впливу на рух системи, тому, можна прийняти, $c_3=0$ і $b_3=0$.

Динаміка системи описується рівняннями руху мас та рівняннями електромагнітного ланцюга. Рівняння руху верхньої маси:

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

де \ddot{x}_1 - прискорення маси m_1 .

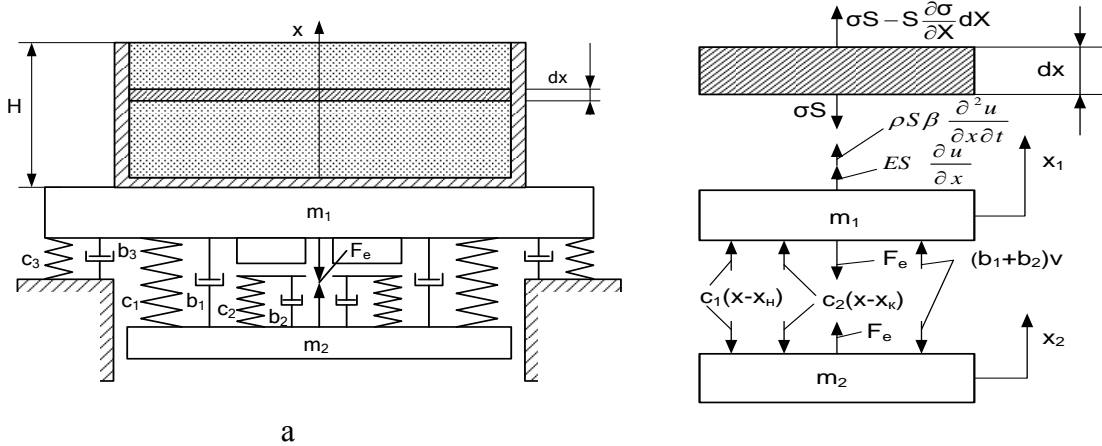


Рисунок. 1. Модель системи “машина-середовище”:
а – фізична модель; б – схеми прикладання сил.

Рівняння руху ударника:

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

де \ddot{x}_2 - прискорення маси m_2 ;

$x_k = 0.003\text{м}$ – зазор в магнітопроводі для запобігання співударяння статора та якоря електромагніта.

Рівняння електромагнітного ланцюга:

$$\dot{\psi}_n = U - iR. \quad (3)$$

де i – струм в котушці, А; R – опір котушки, Ом.

В системі з розподіленими параметрами реакція середовища представляється у вигляді контактної сили (сили опору середовища):

$$F_{on} = S \left(E \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \beta \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t} \right), \quad (4)$$

де $E \frac{\partial u}{\partial x}$, $\rho \beta \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial t}$ – складові, що знаходяться шляхом розв’язку хвильового рівняння.

Розглядаючи систему з розподіленими параметрами приведемо основні допущення прийняті в моделі:

- сила пружності підвіски ударника відповідає закону Гука;
- при розгляді напружено – деформованого стану середовища сили бокового опору не враховувались, тобто розглядається одномірна задача;
- процеси, що відбуваються в середовищі підпорядковуються лінійному закону;

Згідно принципу Даламбера запишемо рівняння руху системи з урахуванням сили опору середовища.

Рівняння руху робочого органу:

$$\frac{dv_1}{dt} = \frac{1}{m_1} \left[-(b_1 + b_2)v - (c_1 + c_2)x + c_1 x_u + c_2 x_k + F_{on} - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right]. \quad (5)$$

Рівняння руху ударника:

$$\frac{dv_2}{dt} = \frac{1}{m_2} \left[c_1 x_n + c_2 x_k - (c_1 + c_2)x - (b_1 + b_2)v - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right]. \quad (6)$$

Рівняння зміни потокозчеплення:

$$\frac{d\psi}{dt} = \left[U - iR - \frac{L_0 a \psi b v}{(b+x)^2} \right] / \left[\frac{L_0 a x}{b+x} + L_0 A D e^{D\psi} + 1 \right], \quad (7)$$

де $x = x_1 + x_2 + x_k$ – координата відносного положення мас;
 L – індуктивність котушки, Гн.

В результаті аналізу залежності основних параметрів роботи машини від t_z встановлено, що частота ударів змінюється в середньому на 15%, напіввзмах коливальних на 30%, потужність – більш ніж на 100%. Характер зміни напіввзмаху та потужності в залежності від жорсткості ресори є нелінійним і раціональним в межах оптимальних параметрів машини. Напіввзмах коливальних робочого органу змінюється на 100%, потужність – більш ніж на 100%. частота руху робочого органу змінюється в межах 30%.

Для проведення експериментальних досліджень було розроблено дослідно-експериментальний комплекс (рис.2), що складається з ударно-вібраційної установки та апаратури прийому і обробки сигналу.

Верхня маса включає масу робочого органу 1, на яку встановлено форму 17 з сумішшю, що ущільнюється, та масу статора 3 електромагніта з котушкою 15. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами 11. Нижня маса включає масу ударника 16 з якорем 14 електромагніта. Ударник з'єднаний з робочим органом пружними елементами 18. Маси співударяються через буферні елементи 12, зазор в яких менший зазору в магнітопроводі електромагніта. Котушки електромагнітів всіх віброблоків підключено паралельно до виходу блока живлення. Між робочим органом та ударником встановлено переривач живлення 13, який є елементом зворотного зв'язку в схемі керування блоком живлення.

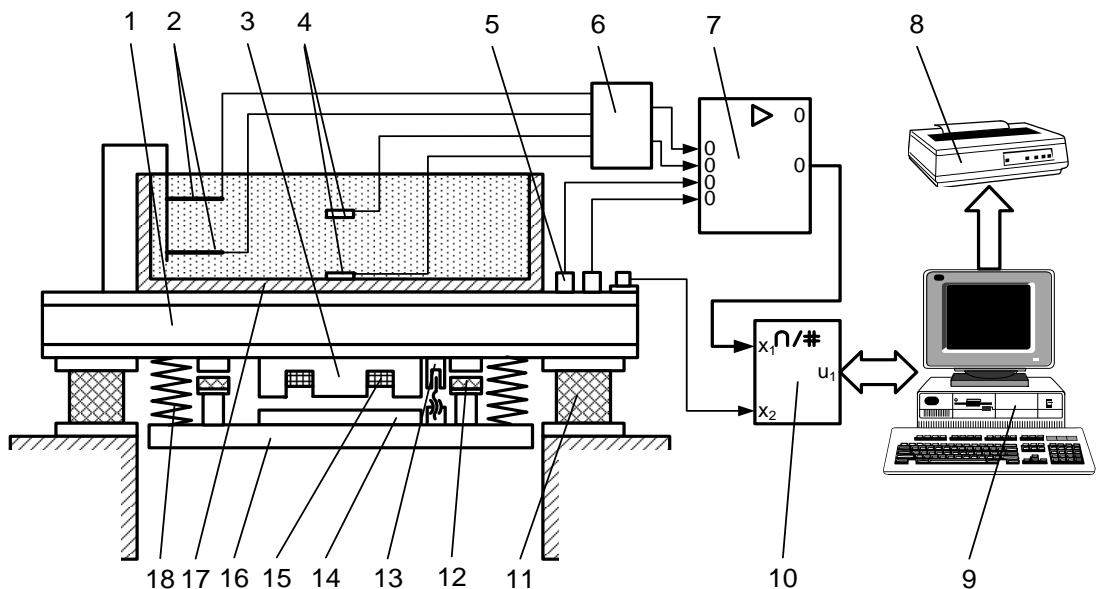


Рисунок. 2. Схема дослідно-експериментального комплексу:

1 – робочий орган віброустановки; 2 – датчик переміщення шару суміші; 3 – статор електромагніта; 4 – датчик тиску (мездоза); 5 – датчики переміщення, швидкості та прискорення; 6 – додаткові резистори; 7 – тензостанція; 8 – принтер; 9 – ЕОМ; 10 – аналого-цифровий перетворювач (АЦП); 11 – опорні амортизатори; 12 – буферні елементи; 13 – переривач живлення; 14 – якорь електромагніта; 15 – котушка електромагніта; 16 – ударник; 17 – форма; 18 – пружні елементи.

Віброблок працює наступним чином. При протіканні струму в котушці, під дією електромагнітної сили маси зближуються і стискають пружні елементи підвіски ударника. При заданому положенні мас (в початковий момент удару або дещо раніше), переривач знеструмлює котушку. Далі, під дією сили тяги електромагніта, що створюється залишковим струмом, маси продовжують зближуватись і стискають буферні елементи. Далі, під дією потенціальної енергії стиснення буферів та підвіски ударника, а також за рахунок відновлення швидкості після удару, маси віддаляються. Через заданий інтервал часу (в початковий момент зближення мас або дещо пізніше) реле часу, увімкнене в схему керування, подає живлення на котушку і цикл повторюється.

Визначення параметрів взаємодії середовища з робочим органом установки здійснювалось за допомогою тензометричного обладнання. Для дослідження хвильових явищ в бетонній суміші використовувались датчики тиску (мездози) конструкції ЦНДІБК. Запис переміщення шарів суміші здійснювався за допомогою нестандартних датчиків які представляють собою консольні пластинки розміром $(B \times L \times H) = 20 \times 160 \times 1,2$ мм. Чутливими елементами датчиків є тензорезистори, з'єднані за напівмостовою схемою.

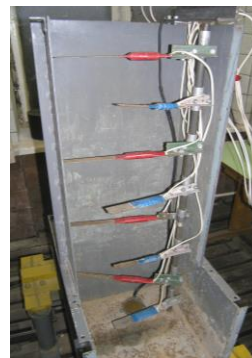
Під час роботи установки сигнали від тензодатчиків підсилювались за допомогою тензостанції, далі сигнал надходив на вхід аналого-цифрового перетворювача (АЦП). АЦП за спеціальною програмою здійснював зчитування аналогового сигналу, перетворення сигналу в числовий код і побудову графіків на екрані ЕОМ. Побудова графіків та їх аналіз проводились за допомогою пакета стандартних програм MS Office та Mathcad.

Основні етапи проведення експериментальних досліджень зображено на рис. 3.

Для вимірювання переміщення та кута зсуву фаз шарів бетонної суміші по висоті форми використовувалась метрова форма з 8-ма встановленими тензометричними датчиками (рис. 4).



Віброплощадка з формою висотою 1 м



Встановлення датчиків



Суміш після віброущільнення

Рисунок 3. Основні етапи проведення експериментальних досліджень.

Аналіз результатів показав наступне: в умовах вільного встановлення датчиків, шари суміші на рівні d_1 , d_2 , d_3 при висоті 0,3 м мають амплітуду руху 0,1...0,3 мм з невеликим зсувом фаз в початковий момент ущільнення. Суміш на рівні d_4 , d_5 , d_6 характеризується складним рухом – пропорційно переміщенню робочого органу з протифазними показаннями датчиків. Амплітуда руху в даній зоні складає 0,1...0,5 мм, що пов'язано з активним формоутворенням. Якщо порівняти результати експериментальних досліджень з теоретичними то можна зробити висновок, що за умов представлення середовища дискретними моделями бетонна суміш рухається з невеликим запізненням по відношенню до руху робочого органу. Тому для даної зони доцільно використовувати дискретну модель. На рівні d_7 , d_8 амплітуда руху складає 0,7...1,2 мм, характер руху – складний знакозмінний, відрізняється як від нижніх так і середніх шарів. Для даної висоти суміші ($h > 0,5$ м) доцільно використовувати хвильову модель для описання руху суміші.

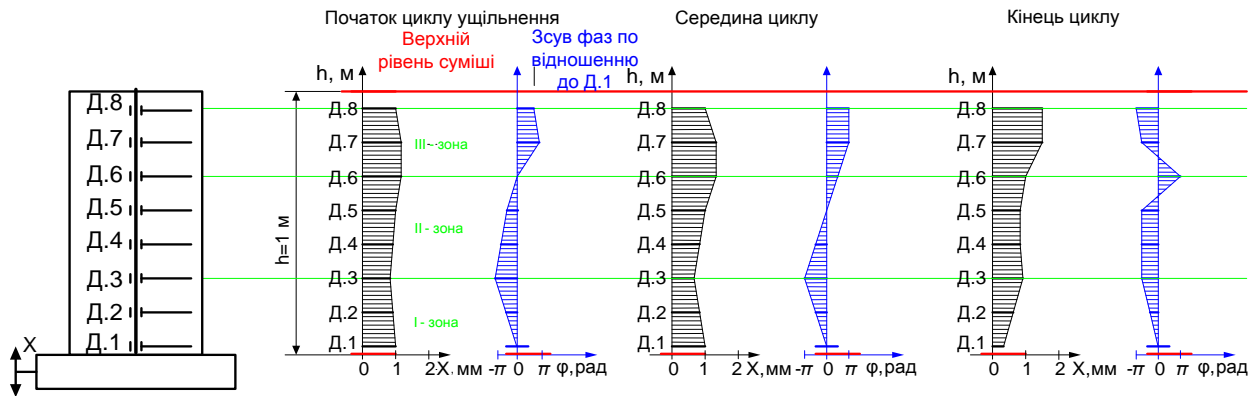


Рисунок 4. Дослідження переміщення шарів суміші та кута зсуву фаз.

Виходячи з вищенаведеного можна вказати на наявність в суміші умовно 3-х зон – контактної, перехідної та верхньої. Виходячи з характеру руху суміші в часі можна також весь цикл ущільнення розділити на 3 умовних періоди: період інтенсивного осадження суміші і формоутворення $t=0\dots 10$ с, період формоутворення і перерозподілу компонентів суміші, період перерозподілу напружень та деформацій з високою інтенсивністю вищих гармонічних складових.

Значення переміщення шару суміші та кута зсуву фаз по координаті x можна представити у вигляді поліноміальних рядів:

$$u_g(x) = -27,401x^4 + 53,998x^3 - 34,147x^2 + 8,6027x + 0,0349, \quad (8)$$

$$\varphi_g(x) = 76769x^5 - 177571x^4 + 141962x^3 - 44997x^2 + 4549,7x - 107,95, \quad (9)$$

а по координаті t у вигляді тригонометричного ряду Фур'є

$$u(t) = \sum_{n=1}^N (a_n \sin(n\omega t) + b_n \cos(n\omega t)), \quad (10)$$

де a_n, b_n - коефіцієнти ряду, що обчислюються за умов апроксимації експериментальних осцилограм переміщення шарів суміші.

Тоді загальне рішення хвильового рівняння можна записати у вигляді:

$$u(x, t) = u(x)u(t). \quad (11)$$

Ефективності полічастотного впливу на бетонну суміш за умов віброущільнення присвячено багато праць, серед яких, слід відмітити роботи Кунноса Г.Я., Савінова О.А., Лавриновича Е.В., Шмигальського В.Н., Назаренка І.І. та ін. Практичне впровадження зазначеного положення в основному зводиться до реалізації принципу суперпозиції.

Відомо, що процес ущільнення бетонної суміші з точки зору ефективності впливу різних параметрів вібрації є досить протирічним. Низькочастотний режим забезпечує добру проникливість енергії в товщу суміші, але не несе достатньої енергії для ефективного ущільнення багатокомпонентного середовища. На противагу цьому високочастотний режим є носієм енергії високої інтенсивності, але має низьку ступінь проникливості і швидко поглинається середовищем. Тому, було прийнято рішення шукати розв'язання цієї задачі в раціональному поєднанні низькочастотних тобто несучих та високочастотних тобто накладаних режимів коливань робочого органу. Логічним підсумком вищенаведеного є необхідність створення вібромашини, яка дасть змогу реалізувати полічастотний характер руху робочого органу і цим самим забезпечити необхідний за технологією режим ущільнення.

В результаті проведення експериментальних досліджень, встановлено, що спектр напружень середовища в зоні контакту "форма-суміш" під час ущільнення зміщується в напрямку високих частот (максимальний вклад вносить 2-га гармоніка- $\omega_2=125.66$ рад/с,

другий пік відповідає 5-й гармоніці- $\omega_5=314.16$ рад/с, третій максимум встановлює 7-ма гармоніка- $\omega_7=439.82$ рад/с). Результати експериментальних досліджень доводять необхідність створення полічастотного режиму руху робочого органу вібростанини.

З роботи Баранова Ю.О. відомо, що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника - C_1 та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів - t_z можна керувати параметрами роботи машини для забезпечення необхідного за технологією змінного режиму ущільнення, проте зміна параметрів в даній роботі відбувається за весь цикл ущільнення і не забезпечує полічастотного режиму коливань робочого органу.

Для створення полічастотного режиму коливань найбільш "зручним" параметром динамічної системи є жорсткість ресори C_1 , проте змінювати жорсткість механічної системи з частотою, що перевищує основну частоту роботи машини не є ефективним і потребує додаткових витрат енергії, тому, було прийнято рішення замінити механічну ресору електромагнітним підвищенням ударника. Електромеханічна система за своїм фізичним принципом дії позбавлена цього недоліку і дозволяє, оскільки параметром жорсткості слугує магнітне поле, змінювати силу пружного підвищення з високою частотою і мінімальними енерговитратами.

В режимі комп'ютерного моделювання в середовищі MathCAD було проведено дослідження зміни параметрів роботи машини за умов зміни жорсткості ресори в міжударний період. За результатами моделювання вдалось отримати стійкий полічастотний характер руху робочого органу.

Динамічним параметром, що найсуттєвіше впливає на напружено-деформований стан середовища є прискорення елементарних шарів суміші, тому умовним критерієм оцінки якості процесу приймаємо прискорення робочого органу.

В якості функції керування пружністю підвіски застосовано трикутний (пилкоподібний), прямокутний та закон синуса. Моделювання проводилось за таких початкових умов: вантажопідйомність віброблока 100 кг, жорсткість $C_1 = 80000 \dots 480000$ Н/м, час затримки $t_z = 0,03 \dots 0,04$ с. На графіку наведено прискорення робочого органу (рис.5 а) під час дії функції керування $C_1 = f(t)$ (рис.5 б).

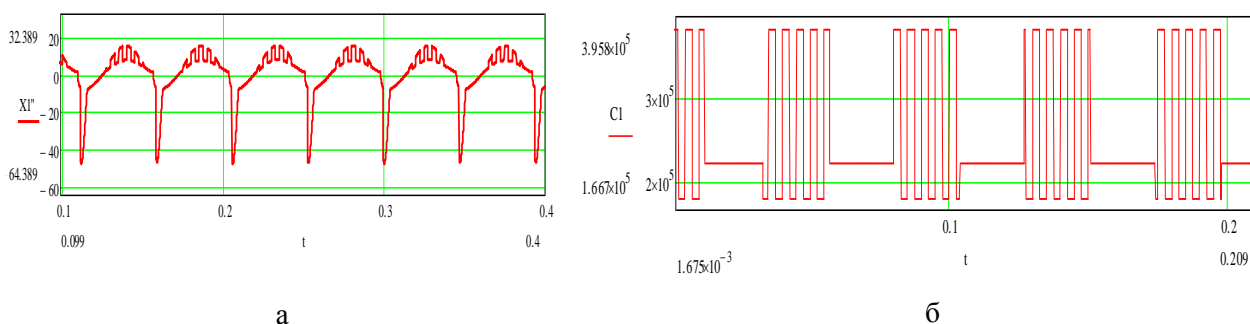


Рисунок 5. Графік зміни прискорення робочого органу за умови керуючої дії $C_1=f(t)$. а- графіки основних параметрів системи. б- графіки зміни жорсткості ресори.

Для перевірки працездатності системи створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки. Установка складається з робочого органу, ударника, що підвішений на постійних магнітах, опорної рами, гумових опор, електромагніта приводу та апаратури управління. Магніти підвищення розташовані зверху та знизу ударника. Від осьового переміщення ударник утримується двома направляючими осями. Загальний вигляд установки, конструктивні рішення магнітного підвищення, а також встановлення електромагніта та буферів наведено на рис. 6. а,б.

Нове конструктивне рішення підвіски ударника підтвердило свою працездатність – установка ефективно працювала в стійкому режимі з частотою 25 Гц. Дослід проведений з імітаторами робочого середовища засвідчив ефективну передачу ударно-вібраційної форми

коливань. Проведені випробування підтверджують доцільність використання магнітного підвішування ударника, що є темою подальших досліджень.



а



б

Рисунок 6. Лабораторна двомасова електромагнітна ударно-вібраційна установка зі зміненою конструкцією підвіски ударника.

Висновки

1. Встановлено зв'язок параметрів руху робочого органу вібромашини з параметрами впливу бетонної суміші шляхом розв'язання контактної задачі взаємодії робочого органу ударно-вібраційної установки з бетонною сумішшю за умов віброущільнення.

2. Отримано графіки та знайдено апроксимовані залежності переміщення та кута зсуву фаз шарів бетонної суміші по висоті форми, що дають можливість уточнити математичну модель взаємодії робочого органу та середовища.

3. В режимі математичного моделювання отримано стійкий полічастотний характер руху робочого органу, завдяки якому стає можливим збільшити інтенсивність передачі енергії від робочого органу до середовища на 15-30%.

4. Розроблено нову конструкцію магнітно-підвішеного ударника, роботоздатність якого підтверджена в конструкції лабораторної установки. Нове конструктивне рішення дає можливість керувати параметрами руху робочого органу у відповідності до властивостей бетонної суміші та технологічних вимог.

Література

1. Баранов Ю.О. Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 150 с.
2. Дж. Ден- Гартог. Механические колебания. М.: Физматгиз. 1960. – 580 с.
3. Кравченко І.М., Басараб В.А. Керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи. Техніка будівництва №19.К.: КНУБА, 2006. – с.56-63.
4. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев, УМК ВО, 1990. – 168 с.
5. Назаренко І.І, Баранов Ю.О, Басараб В.А., Кравченко І.М. Електромагнітна ударно-вібраційна установка для формування бетонних виробів. – Декларативний патент № 68063 від 2.03.2012.
6. Назаренко І.І, Баранов Ю.О, Кравченко І.М., Клименко М.О., Басараб В.А. Розробка системи керування та впровадження низькочастотної електромагнітної вібромашини. Техніка будівництва №23.К.: КНУБА, 2009. – с.64-69.
7. Хо Тхи Ха. Исследование динамики виброплощадки с электромагнитным приводом.- Дисс. канд. техн. наук.- Киев, КИСИ, 1982.- 200с.

УДК 621.922

О.Г. Маслов, д.т.н., проф. КрНУ ім. Михайла Остроградського

ВІБРОАБРАЗІВНІ МАШИНИ ДЛЯ ОБРОБКИ ДЕТАЛЕЙ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

АНОТАЦІЯ. В роботі розглядається процес віброабразивної обробки деталей будівельних машин складної конфігурації у віброабразивній машині без застосування традиційного дебалансу.

Ключові слова: вібрація, абразив, обробка, деталь, машина.

SUMMARY. We consider the process vibrotsionoabrasionof construction machines in the complex configuration vibrotsionoabrasionwithout the traditional imbalance.

Keywords: vibration, abrasive treatment, detail, machine.

Вступ. В сучасному виробництві зростають технічні вимоги до якості поверхневого шару деталей будівельних машин. За допомогою ручних та переносних машин з абразивним робочим органом виконується до 30% зачисних та очисних операцій. Деталі великих розмірів очищують піскоструминним методом, однак це вимагає застосування потужної вентиляції та засобів індивідуального захисту робітника. Деталі невеликих розмірів при серійному виробництві доцільно обробляти віброабразивним способом [1, 2].

Ціль статі. Дослідження віброабразивної машини, що виконує обробку деталей будівельних машин складних конфігурацій.

Виклад основного матеріалу. Доповненням до відомих на сьогодні абразивних способів обробки деталей будівельних машин можна віднести віброабразивні машини (рис.1-2) з імпульсним впливом на контейнер з абразивом та деталями.

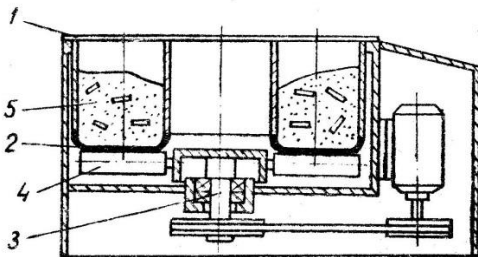


Рисунок 1. Віброабразивна машина з кільцевим контейнером: 1 – контейнер, 2 – еластичне дно контейнера, 3 – вал вертикальний, 4 – ролики горизонтальні, 5 – маса завантаження.

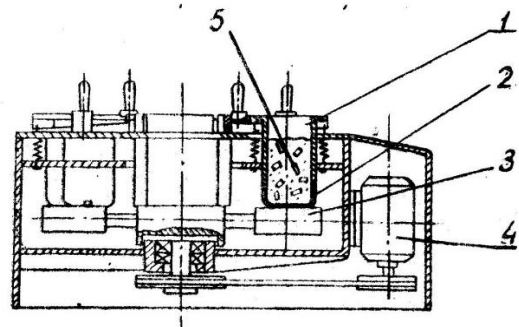


Рисунок 2. Багатоконтейнерна віброабразивна машина: 1 – контейнер, 2 – еластичне дно контейнера, 3 – вал вертикальний, 4 – ролики горизонтальні, 5 – маса завантаження.

Віброабразивна машина з кільцевим контейнером 1 торової форми (рис. 1) має еластичне дно 2 виготовлене з гуми товщиною 10мм. Під контейнером 1 розташований привід коливальний, що складається з вертикального валу 3, на якому встановлені горизонтальні ролики 4, які діють на еластичне дно 2. При обертанні валу 3 еластичне дно 2 виконує хвилеподібні коливальні рухи, що передаються масі завантаження 5 (абразив з деталями). Багатоконтейнерна віброабразивна машина (рис. 2) відрізняється тим, що горизонтальні ролики 4 діють на еластичне дно 2 кожного із контейнерів 1, передаючи масі завантаження 5 імпульсні коливальні рухи. Величина вдавлювання горизонтальних роликів 4 еластичне дно 2 контейнерів 1 визначає амплітуду коливальних рухів. Частота коливальних рухів ν визначається частотою проходження горизонтальних роликів 4 по еластичному дну 2, тобто частоті обертання вертикального валу n на кількість роликів віброабразивної машини N . Регулювання амплітуди коливальних рухів на віброабразивних машинах виконується за допомогою механізму вертикального переміщення контейнерів.

Відмінною особливістю вищевказаних машин є відсутність традиційного дебалансного вібратора та коливальних рухів контейнерів 1 під час обробки. Під час роботи машини відбувається лише періодична зміна форми деформуємого робочого органу (еластичного дна). Віброабразивні машини є практично повністю зрівноваженими, що знижує вібрації та рівень шуму під час роботи, зменшує динамічні навантаження на елементи машини та дає можливість створити більш інтенсивні режими роботи [3].

У віброабразивній машині, на відміну від звичайних віброустановок, передача силових імпульсів від робочого органу в масу завантаження відбувається одночасно на великій площі, процес відбувається швидше та має локальний характер. Це дозволяє інтенсифікувати процес взаємодії між собою абразиву та деталей в контейнері за рахунок концентрації енергії коливань. Відсутність в машині віброуючих складових спрощує монтування та наступну експлуатацію допоміжного технологічного обладнання. Суттєвою перевагою багатоконтейнерної віброабразивної машини є можливість індивідуального регулювання амплітуди коливання абразиву та деталей в кожному контейнері.

Існування у віброабразивній машині локальної зони інтенсивного впливу еластичного дна контейнера на масу абразиву з деталями створює циркуляцію абразиву та деталей і забезпечує багаторазове та рівномірне проходження всіх компонентів через зону інтенсивної дії. В свою чергу розміри зони та інтенсивність коливальних процесів впливають на швидкість циркуляції. Ефективність керування циркуляцією та процесом обробки залежить від кінематичних і геометричних характеристик робочого контейнера та приводу коливань. Отже для ефективного керування циркуляцією та процесом обробки в цілому потрібно визначити ці залежності від геометричних та кінематичних параметрів віброабразивної машини [4].

Для визначення геометричних характеристик робочого контейнера в статиці необхідно визначити систему залежностей, яка в циліндричних координатах ρ, φ, z (рис. 3) геометричне місце точок, що належать його внутрішній поверхні [5, 6].

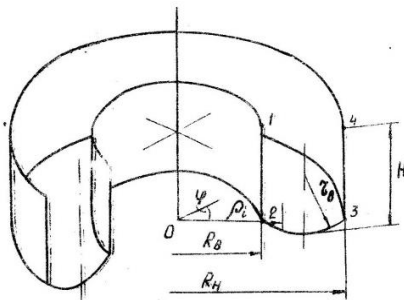


Рисунок 3. Торувий контейнер віброабразивної машини в циліндричних координатах.

Конфігурація деформованого еластичного дна контейнера торової форми описується синусоїдальною хвилею, в яке вдавнено N – роликів, які встановлені через однакову відстань на валу, щоб деформовані ділянки дна не накладалися один на одного. Максимальна величина вдавлювання ролика в еластичне дно A_i^{max} для усіх роликів є однаковою. Отже рівняння лінії перетину сечення циліндра контейнера з середнім радіусом R_{sep} із поверхнею еластичного дна має вигляд:

$$z = \begin{cases} \frac{1}{2} A_i^{max} \sin \varphi, & \varphi \in \left[-\frac{\Theta}{2}; \frac{\Theta}{2} \right]; \\ r_q - \sqrt{r_q^2 - (p_i - R_{\bar{n}\bar{a}\bar{d}})^2}, & \end{cases} \quad (1)$$

де $R_{sep} = (R_H - R_B)/2$ - середній радіус контейнера;

R_H - зовнішній радіус контейнера;

R_B - внутрішній радіус контейнера;

Θ - довжина деформованої ділянки еластичного дна;

r_q - радіус кривизни еластичного дна в поперечному перерізі.

Для визначення залежностей кінематичних характеристик еластичного дна контейнера від конструктивних параметрів віброабразивної машини необхідно в циліндричну систему координат замість φ ввести узагальнену координату $\tau = \omega t$, яка



визначає кут повороту привідного валу, що дозволяє отримати закон руху еластичного дна контейнера:

$$z = \begin{cases} \frac{1}{2} A_i^{max} \sin \omega_{\Pi} t, & t \in \left[\frac{2\pi(K_{\Pi} - 1) - \Theta_i \cdot k_{\Pi}}{2K(\omega_{\Pi} \cdot \rho_i)}; \frac{2\pi(K_{\Pi} - 1) + \Theta_i \cdot k_{\Pi}}{2K(\omega_{\Pi} \cdot \rho_i)} \right]; \\ r_q - \sqrt{r_q^2 - (p_i - R_{сер})^2}, \end{cases} \quad (2)$$

де $\omega_{\Pi} = \frac{4\pi^2 n \rho_i}{cA^{max}}$ - приведена частота коливань;

K_{Π} - порядковий номер ролика;

n - частота обертання привідного валу;

c - безрозмірний коефіцієнт, що враховує пружність дна; t - час.

Стійка циркуляція можлива за умови інтенсивного підкидування часток. З врахуванням цієї умови залежність для визначення максимального вертикального переміщення часток за цикл коливань визначається із залежності:

$$z^{max} = -\frac{(A_i^{max} \omega_{\Pi} + A_i^{max} z_0)^2}{2q_k} + A_i^{max} \omega_{\Pi} \cos \omega_{\Pi} t \frac{A_i^{max} \omega_{\Pi} + A_i^{max} z_0}{q_k} - A_i^{max} \sin \omega_{\Pi} t, \quad (3)$$

де $q_k = Q/m$;

Q - сила гідростатичного тиску над масою завантаження;

m - маса часточки.

Об'єм завантаження, який поступає в зону інтенсивної взаємодії за одне коливання еластичного дна, для торового контейнера:

$$V = \frac{4\pi\sqrt{8Hg}}{3q_k} (\sqrt{(z^{max} - a)^3} - \sqrt{a^3}) (R_B + R_H), \quad (4)$$

де $a = A_i^{max} \omega_{\Pi} / 2q_k$.

Для циліндричного контейнера:

$$V = \frac{4\pi R \sqrt{8Hg}}{3q_k} (\sqrt{(z^{max} - a)^3} - \sqrt{a^3}) - \frac{8\pi g H}{q_k} (2(z^{max})^2 - a z^{max}) \quad (5)$$

Отримані залежності дозволяють прогнозувати вплив основних конструктивних параметрів віброобразивної машини на процес обробки.

Висновки

1. Величина вдавлювання ролика в еластичне дно та кількість роликів значного впливу на прискорення еластичного дна на викликають;
2. Прискорення еластичного дна визначається частотою обертання привідного валу та середнім радіусом контейнера;
3. Для керування процесом обробки найбільш перспективно варіювати частотою обертання привідного валу та величиною вдавлювання ролика в еластичне дно.

Література

1. Політов І.С., Ковалів Н.А., Вібраційна обробка деталей машин і приладів, Л., 1965.
2. Бабичев А. П., Вібраційна обробка деталей в абразивному середовищі, М., 1968.
3. Бабичев А.П., Устинов В.П., Ходош Б.Б. Вибрационная отделочноупрочняющая обработка деталей машин // Размерночистовая и упрочняющая обработка поверхностно-пластическим деформированием. – М., 1968. – С. 82–90.
4. Хайкин С.Э. Физические основы механики. – М.: Наука, 1971. – 751 с.
5. Маслов А.Г. Вибрационные машины и процессы в дорожно-строительном производстве: монография / А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко // Кременчуг: изд. ЧП Щербатых А.В., 2014. – 264 с.
6. Маслов А.Г. Разработка установки для вибромеханической обработки строительных смесей / А.Г. Маслов, Ю.С. Саленко, Е.В. Стукота // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 57 – С. 59–62.

УДК 693.542.523

М.О. Клименко, асистент КНУБА

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ КОНСТРУКЦІЇ БАРАБАНА ГРАВІТАЦІЙНОГО ЗМІШУВАЧА ТА ЙОГО ЛОПАТЕЙ НА ЯКІСТЬ ПЕРЕМІШУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ СУМІШЕЙ

АНОТАЦІЯ. Наведено результати експериментальних досліджень впливу конструкції та форми барабана гравітаційного бетонозмішувача, а також його лопатей на ефективність перемішування будівельних сумішей. Розглянуто розроблену лабораторну установку для вивчення конструктивних параметрів барабана та лопатей з точки зору ефективності та часу перемішування.

Ключові слова: гравітаційний бетонозмішувач, барабан, лопать, кут встановлення лопаті, кут нахилу барабана, потужність, якість перемішування

SUMMARY. The results of experimental studies of the influence of the design and forms of gravitational concrete mixer drum, and its blades on the efficiency mixing mortars are studied. Considered laboratory facility developed to study the structural parameters of the drum and the blades in terms of mixing efficiency and mixing time.

Key words: gravitational concrete mixer, drum, blade, blade installation angle, the drum incline angle, power, mixing quality

Постановка проблеми. Проблема вибору раціональних параметрів робочих органів гравітаційних бетонозмішувачів, а саме форми та розмірів барабана, кута його нахилу до горизонту, розмірів та форм лопатей, їх кількості та кутів встановлення, незважаючи на багаточисельні попередні дослідження, все ще залишається відкритою. Відсутність коректної розрахункової моделі, а також складність знімання показань на обертовому барабані тільки загострюють ситуацію, зайвий раз акцентуючи на важливості даної задачі.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Гравітаційні бетонозмішувачі циклічної дії за своєю конструкцією прийнято вважати нескладними машинами [1, 2]. Їх конструкція загалом є розробленою ще на початку 20 ст. і в основному залишається незмінною з того часу. Проте, поряд з досить простою і надійною конструкцією привода даних машин, їх робочі органи практично залишаються не дослідженими. Зроблені спроби дослідження характеру процесу перемішування в барабані бетонозмішувача [3] не принесли помітних результатів, пропонуючи лише формули для визначення частоти обертання барабана, його найбільшого діаметра та потужності привода обертання барабана.

Попередніми дослідженнями [5] були виконана перша частина дослідів з визначення раціональних параметрів лопатей на реальних серійних моделях гравітаційних бетонозмішувачів. Проте дане дослідження не враховувало можливу зміну форми або розмірів барабана за незмінної решти умов. Достатньої уваги не було приділено питанню критеріїв подібності барабанів та лопатей, що були розроблені в попередніх дослідженнях [4]. Крім того, важливим залишається питання створення методики та методології проведення експериментальних досліджень, яка б спиралася на методики, прийняті провідними світовими виробниками та організаціями [6].

Мета дослідження: Розробити конструкцію стенда для визначення основних параметрів гравітаційних бетонозмішувачів та методику виконання досліджень для встановлення раціональних параметрів робочого органу – барабана та внутрішніх змішувальних лопатей.

Виклад основного матеріалу. Друга частина дослідження руху суміші в барабані гравітаційного бетонозмішувача проводилася на розробленій установці (рис.1) лабораторії машин для подрібнення матеріалів та перемішування будівельних сумішей кафедри МОТП КНУБА.

Для дослідження характеру впливу конструкції змішувальних барабанів, які відповідають різним значенням коефіцієнта форми барабана, була спроектована та виготовлена експериментальна установка (рис.2, а) із можливістю встановлення барабанів різної геометрії (рис.2, б). До складу установки також входять: черв'ячний редуктор, на одній стороні якого закріплений фланець змінних барабанів та струмозійомного диску, а на другій – диск із прорізами датчика частоти обертання.

Привод обертання барабана здійснюється через клинопасову передачу від двигуна постійного струму, частота обертів якого регулюється за допомогою лабораторного трансформатора (ЛАТР). Двигун разом з редуктором і встановленим на ньому барабаном змонтовані на траверсі, яка має можливість провертання навколо горизонтальної осі, змінюючи таким чином кут нахилу барабана до горизонту.

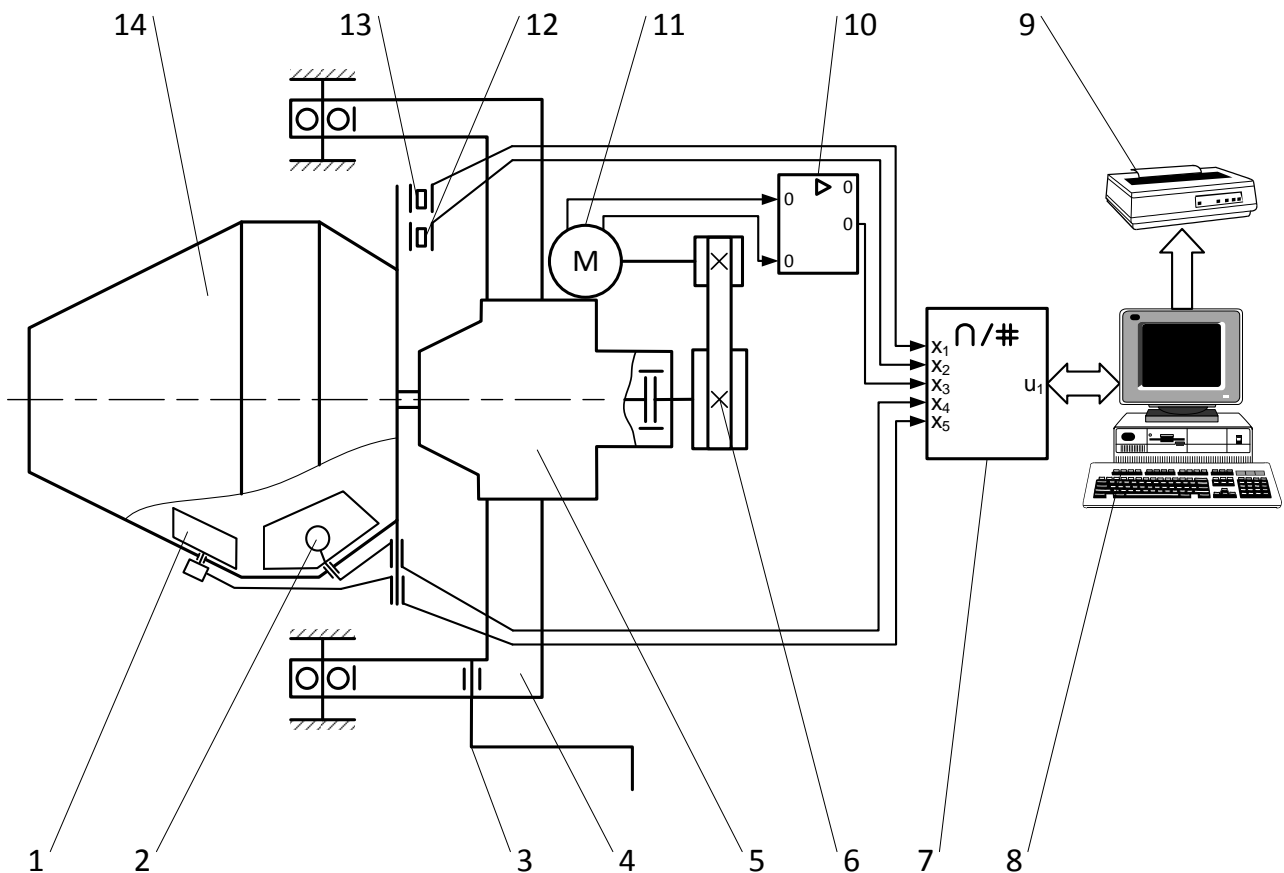
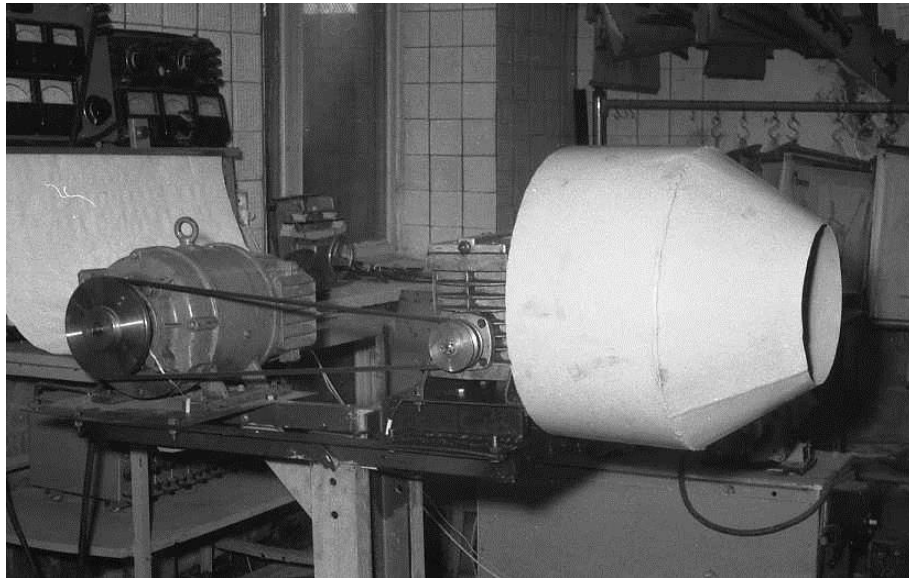
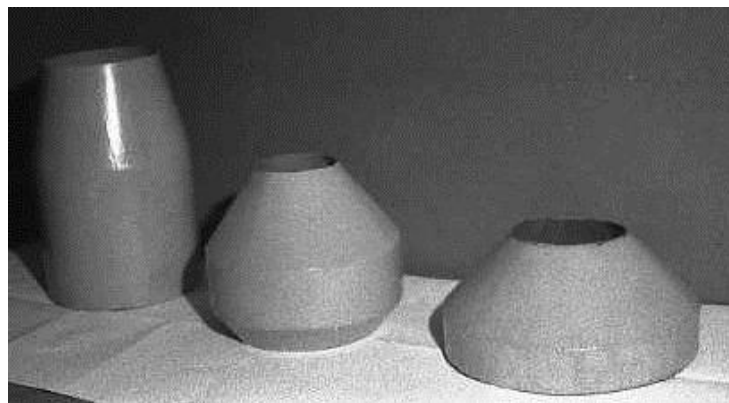


Рисунок 1. Схема дослідного вимірювального комплексу:

1-датчик напрямку руху; 2-датчик тиску суміші на лопать; 3-механізм перекидання барабана; 4-траверса, 5-черв'ячний редуктор; 6-клинопасова передача; 7-аналого-цифровий перетворювач; 8-ЕОМ; 9-принтер; 10-датчики знімання показань спожитої потужності; 11-двигун постійного струму; 12-датчик частоти обертання; 13-датчик кута повороту; 14-змішувальний барабан.



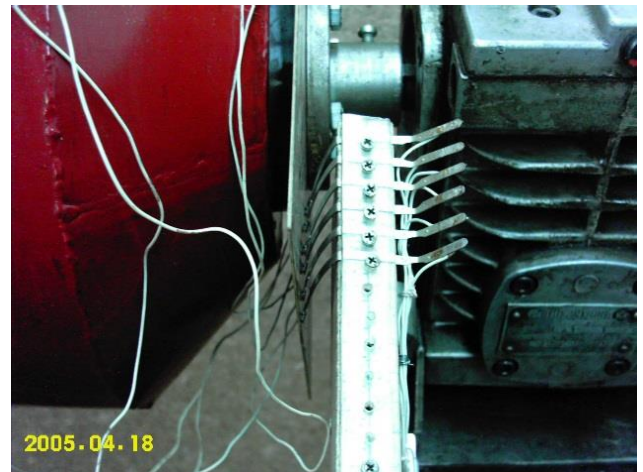
а)



б)



в)



г)

Рисунок 2. Лабораторна установка на кафедрі МОТП КНУБА:
а) – загальний вид; б) – змінні барабани; в) – флюгерний датчик напрямку руху суміші всередині барабана; г) – контактна планка струмознімача сигналу датчика напрямку руху

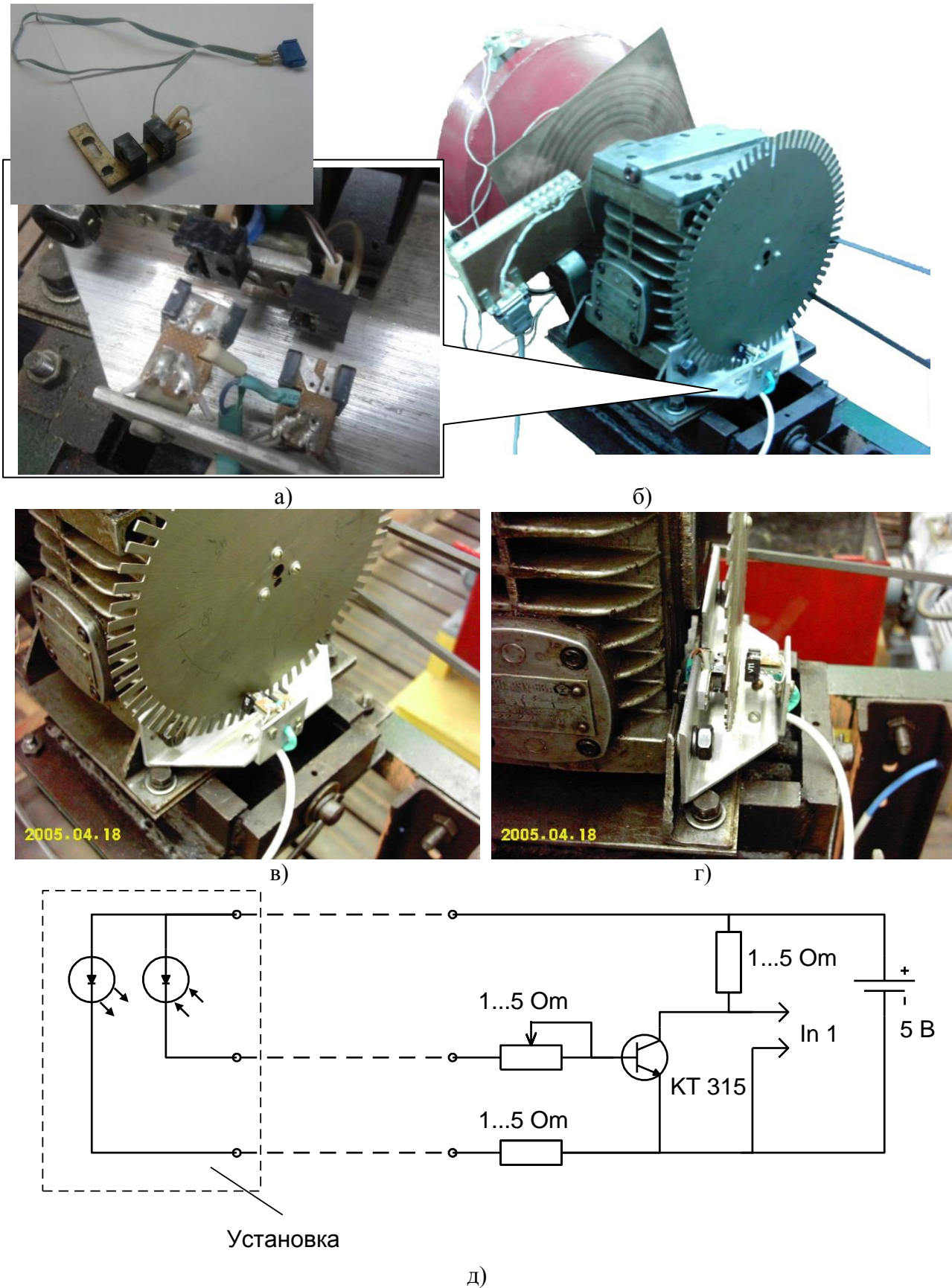


Рисунок 3. Встановлення оптичних датчиків вимірювання кута повороту і частоти обертання лабораторної установки на кафедрі МОТІ КНУБА.

В обох випадках на дослідних стендах встановлювалися флюгерні датчики визначення напрямку руху суміші всередині барабана (рис.2, в-г), які визначали напрямок руху суміші, датчики кута повороту і частоти обертання барабана (рис.3), а також датчики

вимірювання спожитої потужності (рис.4). Реєстрація та запис отриманих даних виконувалася на АЦП Saturn Data Co.

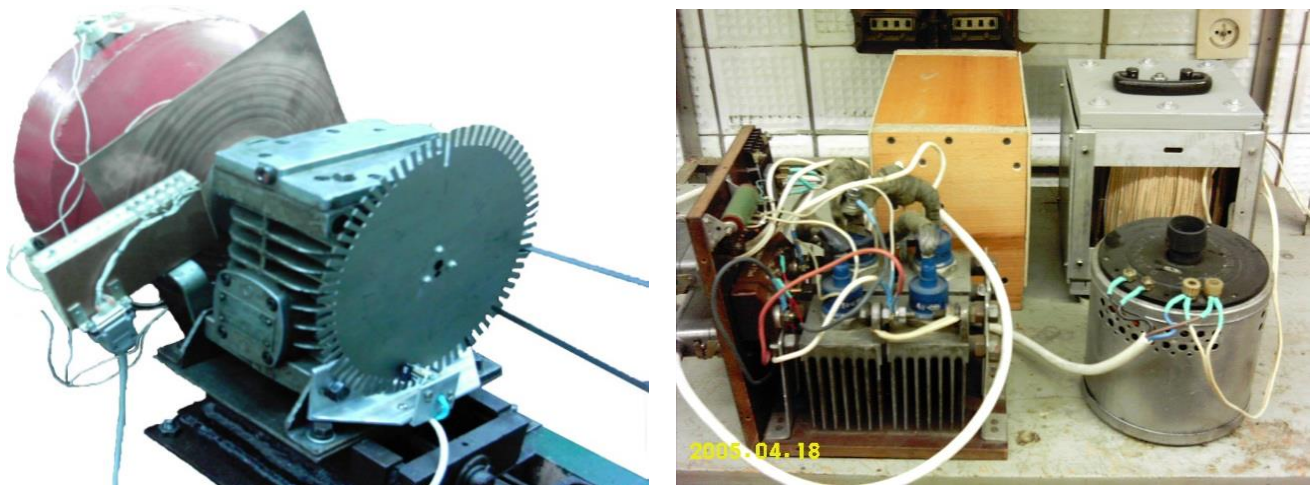


Рисунок 4. Загальний вид установки з установленими датчиками, приладами живлення та керування частотою обертання барабана.

Визначення спожитої потужності здійснюється за допомогою реєстрації величини силу струму та напруги, які знімаються на ділительнику напруги та навантажувальному резисторі, підключених до АЦП (рис.5).

На початку експериментальних досліджень визначається вплив на неоднорідність суміші тривалості перемішування в безлопатевому барабані при незмінному коефіцієнті завантаження барабана $K_{зав} = 0,35$. В подальшому аналогічні дослідження проводитимуться на барабанах з різними коефіцієнтами $K_{бар}$. Значення коефіцієнта, що враховує форму барабана, і за яким були виготовлені всі лабораторні дослідні барабани обирається на підставі аналізу використовуваного на сьогодні в Україні парку бетонозмішувачів гравітаційного перемішування.

Далі виконується серія дослідів, що відображає залежність між коефіцієнтом завантаження $K_{зав}$ и однорідністю суміші для трьох прийнятих дослідних барабанів з різними коефіцієнтами $K_{бар}$ за постійного часу перемішування $t = 60...180c$. Досліджуваний діапазон зміни коефіцієнта завантаження був прийнятий відповідно до наявних рекомендацій щодо нього виробників бетонозмішувального обладнання. Практикою сучасного використання змішувачів інтервал окреслений як $0,3...0,7$. Переважна більшість закордонних малооб'ємних машин мали значення цього коефіцієнта рівним $0,45-0,55$, у той час як більшість моделей українського виробництва мали значення $0,3...0,45$.

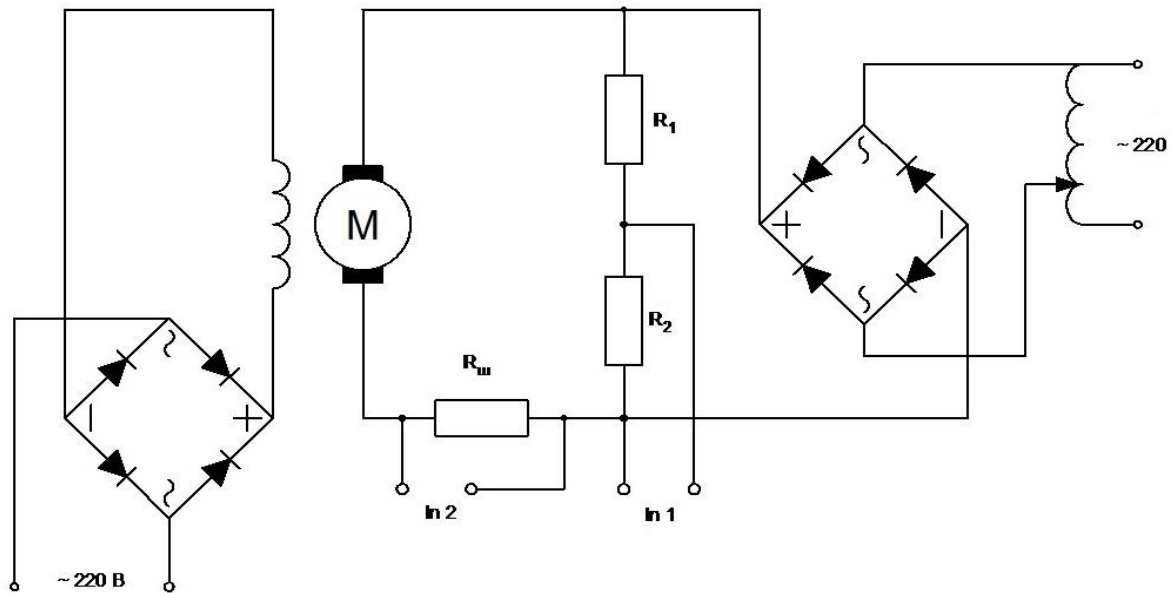
Третьою серією дослідів встановлюється доцільність збільшення кута нахилу осі обертання барабана до 20° і більше.

Четвертою серією дослідів встановлюється характер впливу на неоднорідність суміші форми барабана шляхом використання додаткових вставок циліндричної частини та змінних передніх і задніх конусів.

П'ятою серією дослідів першого етапу встановлюється характер впливу на неоднорідність суміші форми барабана шляхом використання на бетонозмішувачі із об'ємом барабана за завантаженням до 100 л чотирьох змінних знімних конічних елементів, як для переднього, так і для заднього конусів.

На другому етапі виконуються дослідів, які визначають внесок в загальний процес перемішування внутрішніх змішувальних елементів різної форми та кількості. Одночасно, виконується серія дослідів, яка встановлює залежність неоднорідності суміші від кількості

лопатеї, що змонтовано в барабані. В процесі визначення впливу кількості лопатеї на процес перемішування в барабані встановлюється дві, три, чотири, шість, сім або вісім лопатеї. Оцінка впливу характеру взаємодії лопатеї з оброблюваною сумішшю здійснюється шляхом зміни кута встановлення лопатеї і визначення однорідності суміші та невивантаженої частини бетону, що залишився в барабані.



а)



б)



в)

Рисунок 5. Конструктивне виконання пристроїв для вимірювання потужності за допомогою автоматизованої системи реєстрації дослідних даних.

Останнім етапом встановлюється зв'язок між показником неоднорідності суміші і геометричними параметрами лопатеї за сталого часу на перемішування. Кути встановлення лопатеї змінюються в межах від 0 до 40° для горловинної і від 0 до 50° для донної лопатеї. Для статистичної обробки результатів експериментальних досліджень використовується пакет розширення Statistics Package програмного продукту «Maple v.9–15». В деяких випадках обробка за допомогою методу найменших квадратів замінюється апроксимацією з міркувань зручності емпіричного запису.

Висновки

1. Розроблена конструкція стенда для визначення основних параметрів гравітаційних бетонозмішувачів, яка включає вимірювання частоти обертання, потужності та якості перемішаної суміші залежно від параметрів робочого органу, а саме для різних форм та розмірів барабана та змішувальних лопатей.
2. Розроблено методику виконання експериментальних досліджень для встановлення граничних та найбільш раціональних значень вишукуваних конструктивних параметрів гравітаційних бетонозмішувачів.
3. Розроблений лабораторний стенд може бути використаний в подальшому для проведення дослідження параметрів барабанів та їх робочих органів будь-якої форми і розмірів.

Література

1. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Бауман В.А., др. Механическое оборудование предприятий строительных материалов изделий и конструкций: Учебник для строительных вузов. / В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов. – М.: Машиностроение, 1981. – 324с.
3. Королев К.М. Интенсификация приготовления бетонной смеси. – М.: Стройиздат, 1976. – 145с.
4. Бауман В.А. Применение принципа теории подобия при исследовании барабанов бетономешалок. // Исследование машин и механизмов для строительных и дорожных машин. – М.: Машгиз, 1950.
5. Клименко М.О. Вплив конструкції лопатевого апарату на якість гравітаційного перемішування будівельних сумішей / М.О. Клименко // Техніка будівництва. Науково-технічний журнал. – К.: МП Леся. – 2013. – №31. – С.
6. ISO 18650-2:2006 Building construction machinery and equipment - Concrete mixers - Part 2: Procedure for examination of mixing efficiency. – 2006. – 19p.



Моделирование технологических процессов

УДК УДК 621.01:681.3

В.Б. Яковенко д.т.н., проф. КНУБА

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ В ПРОЕКТНЫХ РАСЧЕТАХ МАШИН ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА СТРОИТЕЛЬНЫХ МАТЕРИАЛОВ

АННОТАЦИЯ. У статті розглянута можливість застосування параметричної оптимізації в проектних розрахунках машин. Розкрито концепцію створення системних моделей методик проектного розрахунку машин для виробництва будівельних матеріалів.

ABSTRACT. The article discusses the possibility of parametric optimization in design calculations machines. Disclosed the concept of creation of system models design calculation methods of machines for production of building materials.

Исследованием динамики работы, созданием теорий рабочих процессов и методик расчета основных параметров машин для производства строительных материалов посвящены работы таких ученых, как Бауман В.А., Быховский И.И., Гольдштейн Б.Г., Петрунькин Л.П., Миклашевский Е.П., Борщевский О.О., Гарнец В.Н., Клушанцев Б.В., Ловейкин В.С., Мартинов В.Д., Назаренко И.И., Сивко В.И., Сергеев В.П., Чубук Ю.Ф., Кабалкин В.А., Десов А.Е., Шмигальский В.Н., Шипилов А.С., Маслов В.Г., Эмельянова И.А., и др [1-5].

В результате обзора установлено, что подходы на которых основываются существующие методики расчета не отвечают современным требованиям подготовки входной и выходной информации для проектирования машин. В своем большинстве они представлены в общем виде или существуют отдельно для каждого вида оборудования, иногда имеют ограничения относительно типоразмера, не имеют общих подходов в структуре проектного расчета, не проверялись на точность для расчета множества машин, присутствуют противоречия в определении параметров рабочего процесса и мощности привода.

Анализ уровня внедрения информационных технологий в процесс проектирования оборудования показал отсутствие программного обеспечения предназначенного для автоматизации проектного расчета машин для производства строительных материалов. Существующие программные продукты САЕ (Computer-aided engineering) возможно использовать только начиная из стадии эскизного проектирования, когда известна конструкция машины и основные технические параметры. Начальные этапы

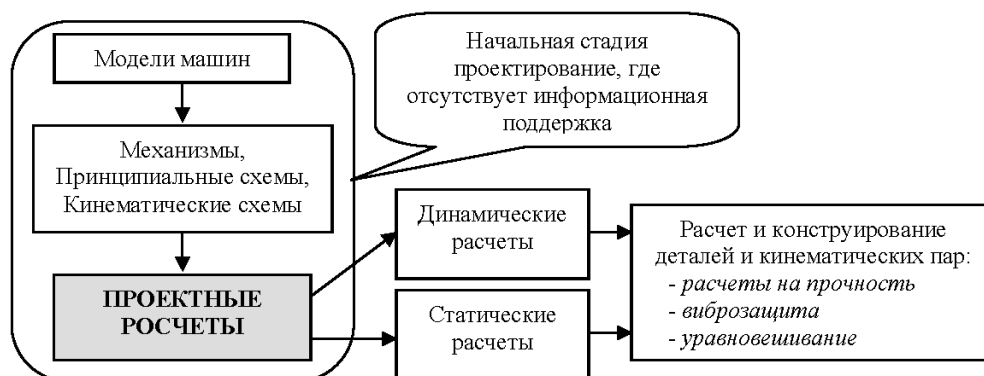


Рис. 1. Процессы и стадии расчета и проектирования машин для производства строительных материалов

проектирования, к которым относятся проектные расчеты (рис.1) не имеют поддержки со стороны современных информационных технологий [6,7].

Учитывая существующие проблемы, становится актуальной систематизация существующих методик расчета и применение информационных технологий в процессе проектирования машин для производства строительных материалов. Для решения этой проблема предложено и обоснованно использование системного подхода для построения методик проектного расчета, и их дальнейшей реализации в алгоритме работы компьютерной программы предназначенной для автоматизации расчета основных параметров машин строительной индустрии.

Проведен системный анализ технологии производства стройматериалов, рабочих процессов машин которые в этих технологиях применяются. В результате таких исследований определены современные требования, которые предъявляются для качества входной и выходной информации в процессе проектирования машин. Выполнена декомпозиция процесса проектирования механического оборудования и установлена степень важности проектных расчетов в общей системе проектирования [8-10]. Учитывая проведенные исследования и системный анализ проектных расчетов, создана системная модель методики проектного расчета основных параметров машин для производства строительных материалов рис.2.

При создании системных моделей используется параметрическая оптимизация. Целевая

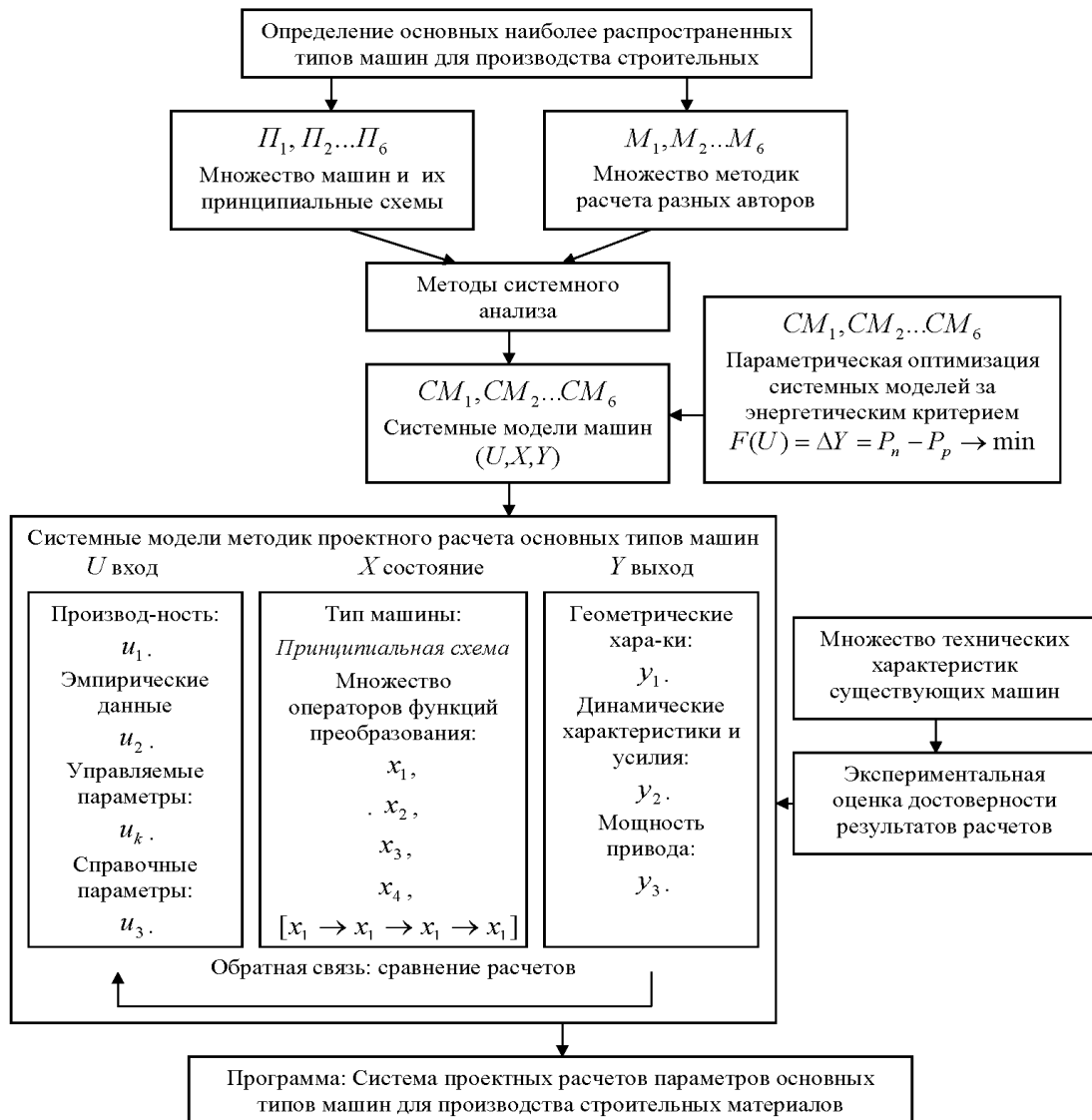


Рисунок 2. Системные модели методик проектного расчета и их параметрическая оптимизация.



функция имеет вид:

$$F(U) = \Delta Y \rightarrow \min$$

данная функция выбирается по энергетическому критерию, как разность между паспортной и расчетной мощностью привода

$$\Delta Y = P_n - P_p \rightarrow \min.$$

Вектор управляемых параметров $U = (u_1, u_2, u_3 \dots u_k)$ состоит из трех типов переменных

u_1 - определяющие переменные, за которыми фиксируется типоразмер машины и P_n ;

u_2 - эмпирические переменные, из которых выделяют управляемые параметры и один наиболее влиятельный ключевой параметр u_k ;

u_3 - справочные данные.

Состояние X определяется принципиальной схемой машины и множеством операторов, как функций преобразования входных параметров в выходные.

Вектор выходных параметров Y , который состоит из:

y_1 - геометрические или массовоинерционные характеристики;

y_2 - динамические характеристики и усилия;

y_3 - расчетная мощность привода $y_3 = P_p$.

$\Delta Y = P_n - P_p$ скаляр исходных параметров. При вариации ключевого параметра u_k обеспечивается минимум целевой функции:

$$F(U(u_1, u_2, u_k)) = P_n - P_p \rightarrow \min.$$

Данная модель является универсальной и может быть применена для методики проектного расчета любого типа оборудования.

Выводы

Опираясь на существующие методики, списки экспериментальных и справочных данных, множество технических характеристик, были созданы новые системные методики расчета основных параметров для каждого типа оборудования, а именно: щековая дробилка со сложным качанием щеки, вибрационный грохот с круговыми колебаниями, гравитационный смеситель, роторный смеситель, виброплощадка с вертикально направленными колебаниями, глубинный вибратор. Системный подход позволил системно представить проектный расчет каждого типа оборудования, в результате чего было установлено и уточнено значение всех экспериментальных и справочных данных, составленная системная математическая модель расчета в которой все параметры находятся во взаимодействии между собой. Такое взаимодействие и системное представление позволило улучшить результаты расчета основных параметров для множества типоразмеров существующих моделей машин отдельно взятого типа оборудования.

Литература

1. Гольдштейн Б.Г Глубинные вибраторы для уплотнения бетона./ Гольдштейн Б.Г., Петрунькин Л.П. – М.: Машиностроение, 1966. – 172 с.
2. Миклашевский Е.П. Глубинное вибрирование бетонной смеси/ Миклашевский Е.П. – М.: Стройиздат, 1981. – 176 с.
3. Сівко В.Й. Механічне устаткування підприємств будівельних виробів: Підручник./ Сівко В.Й. –К.: ІСДО, 1994.- 359 с.
4. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів / Назаренко Й.І.- Підручник. - К.: КНУБА, - 1999.- 488 с.
5. Яковенко В.Б. Моделирование и расчет вибрационных систем. Учеб. пособие/ В.Б. Яковенко. – К.: УМК ВО.– 1988., 232 с. 2. Малюх В.А. Введение в современные САПР. / В. А. Малюх, – ДМК Пресс, 2010.– 192 с.

6. Ковальов Р.В. Введение в моделирование динамики механических систем/ Ковальов Р.В., Даниленко Д.В.- М., 2009 – 120 с.
7. Васильев В.В. Математическое и компьютерное моделирование процессов и систем в среде MATLAB/SIMULINK. Учебное пособие для студентов и аспирантов / В.В. Васильев, Л.А. Симак, А.М. Рыбникова. – К.: НАН Украины, 2008. – 91 с.
8. Тарасенко Ф.П. Прикладной системный анализ. / Тарасенко Ф.П. – Томск: Изд-во Том. ун-та, 2004. – 186
9. Кондрахин В.П. «Системный подход к моделированию рабочих процессов породоразрушающих машин» // Известия вузов. Горный журнал. 1998.-№2.- С 73 по 77 стр.
10. Чикуров Н.Г. Моделирование технических систем: учебное пособие./ Чикуров Н.Г., Уфимск. Гос. Авиац. Техн. Ун-т; – Уфа: УГАТУ 2009. – 357 с.



УДК 621.875.322-82

В.І. Лесько, доцент КНУБА

ВИЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ БЕЗВІДМОВНОСТІ ГІДРАВЛІЧНИХ ПРИВОДІВ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН

АНОТАЦІЯ. В роботі розроблені імовірнісні моделі роботоздатності і надійності гідроприводів одноківшових екскаваторів з урахуванням специфіки їх функціонування та формування параметричних відмов гідроприводу, які дають можливість отримувати реальніші результати визначення показників безвідмовності.

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

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

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

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

$\eta_{j \text{ гран.}}$

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

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

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

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

Розглянемо можливість отримання моделей роботоздатності ФД, яка скомпонована за схемою а (рис.1).

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

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

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

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

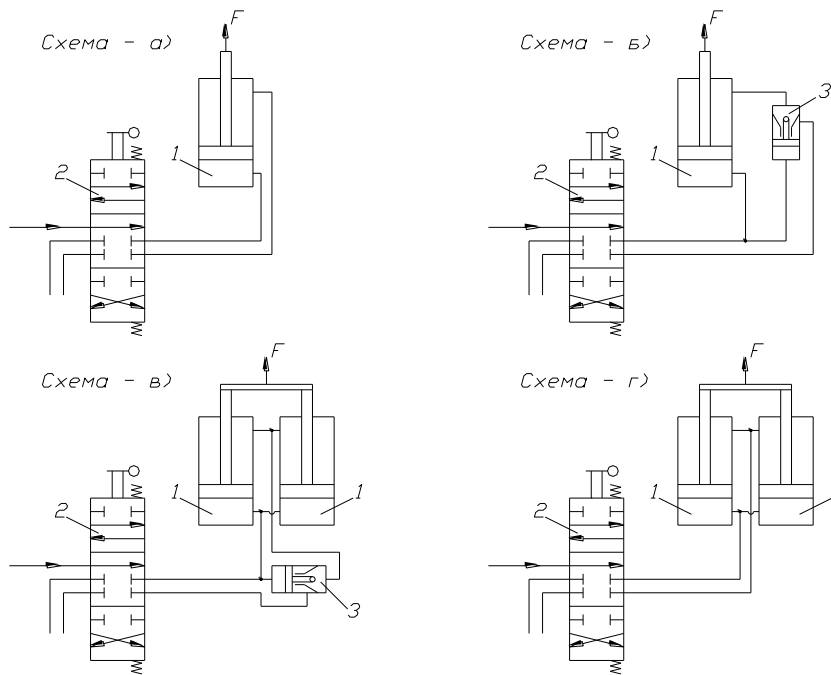


Рисунок 1. Гідравлічні схеми під'єднання гідроциліндрів в функціональних ділянках: 1–гідроциліндр; 2–гідророзподільник, 3–гідрозамок або клапан керований зворотній.

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

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

а імовірність збереження роботоздатності ФД запишеться так:

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

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

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

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

$$F_{\eta_{\text{ФД}}}(y) = P\{\eta_{\text{ФД}} = \varphi(\eta_{\text{зр}}, \eta_{\text{зц}}) < y\} \quad (6)$$

де: y - деяка задана величина ОККД.

Застосовуючи інтегральну формулу повної імовірності, отримаємо:



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

або:

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

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

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

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

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

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

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

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

При цьому формули (7 – 9) мають вигляд:

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

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

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

Або в іншому вигляді:

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

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

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

Оскільки випадкові величини η_{zp} та η_{zq} є незалежними, то вираз (15) можна записати в такому вигляді:

$$f_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{|\eta_{\Phi Д}|} f_{\eta_{\Phi П}}\left(\frac{y}{\eta_{\Phi Д}}\right) \cdot f_{\eta_{\Phi Ц}}(\eta_{\Phi Д}) d\eta_{\Phi Д}. \quad (16)$$

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

Розглянемо можливість визначення функції та щільності розподілу узагальненого об'ємного ККД функціональної ділянки $\eta_{\Phi Д}$, як функцію добутку випадкових аргументів $\eta_{\Phi П}$ та $\eta_{\Phi Ц}$ розподілених за деякими із згаданих законів.

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

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

та

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

де α_1, β_1 та α_2, β_2 - параметри закону розподілу об'ємного ККД гідророзподільника $\eta_{\Phi П}$ та гідроциліндра $\eta_{\Phi Ц}$ відповідно.

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

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

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

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

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

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



$$P_{\eta_{\Phi Д}}(y) = P(\eta_{ep} \cdot \eta_{zu} > y = \eta_{\Phi Д \text{ ГРАН}}) = \int_{y=\eta_{\Phi Д \text{ ГРАН}}}^1 2 \frac{(\beta_1 \beta_2)^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}} y^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} - 1}}{\Gamma(\alpha_1) \Gamma(\alpha_2)} K_{\alpha_2 - \alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2} y) dy, \quad (20)$$

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

При запровадженні в формулу (20) параметрів зміщення $\eta_{ep_{зм}}$ та $\eta_{zu_{зм}}$ ($\eta_{ep} > \eta_{ep_{зм}}$, $\eta_{zu} > \eta_{zu_{зм}}$) одержимо:

$$P_{\eta_{\Phi Д}}(y) = \frac{2(\beta_1 \cdot \beta_2)^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2}}}{\Gamma(\alpha_1) \cdot \Gamma(\alpha_2)} \int_{\eta_{\Phi Д \text{ ГРАН}}}^1 (y - \eta_{ep_{зм}} \cdot \eta_{zu_{зм}})^{\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} - 1} \times K_{\alpha_2 - \alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2} (y - \eta_{ep_{зм}} \cdot \eta_{zu_{зм}})) dy \quad (21)$$

Нехай діагностичні параметри η_{ep} та η_{zu} мають **експоненціальний** розподіл з параметрами λ_1 та λ_2 відповідно.

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

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

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

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

Знайдемо функцію розподілу величини $\eta_{\Phi Д} = \eta_{ep} \cdot \eta_{zu}$. На основі (14) маємо:

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

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

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

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

$$\begin{aligned} P_{\eta_{\Phi Д}}(y) &= P_{\eta_{\Phi Д}}\{\eta_{ep} \cdot \eta_{zu} > y = \eta_{\Phi Д \text{ ГРАН}}\} = 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot y} \cdot K_1(2\sqrt{\lambda_1 \lambda_2} \cdot y) = \\ &2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \eta_{\Phi Д \text{ ГРАН}}} \cdot K_1(\sqrt{\lambda_1 \lambda_2} \cdot \eta_{\Phi Д \text{ ГРАН}}). \end{aligned} \quad (24)$$

З урахуванням параметрів зміщення отримаємо:

$$P_{\eta_{\Phi Д}}(y) = 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (y - \eta_{ep_{зм}} \cdot \eta_{zu_{зм}})} \cdot K_1(2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot (y - \eta_{ep_{зм}} \cdot \eta_{zu_{зм}})}) \quad (25)$$

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

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

де μ_η та σ_η - параметри логарифмічно-нормального закону.

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

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

Звідси:

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

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

$$F_{\Phi Д}(y) = \int_{-\infty}^0 \left(\int_{\frac{y}{\eta_{zp}}}^{\infty} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zc}} e^{-\frac{(\eta_{zc} - m_{\eta_{zc}})^2}{2\sigma_{zc}^2}} d\eta_{zc} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zp}} \cdot \exp\left[-\frac{(\eta_{zp} - m_{\eta_{zp}})^2}{2\sigma_{zp}^2}\right] d\eta_{zp} +$$

$$+ \int_0^{\frac{y}{\eta_{zp}}} \left(\int_{\infty}^{\frac{y}{\eta_{zp}}} \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zc}} \exp\left[-\frac{(\eta_{zc} - m_{\eta_{zc}})^2}{2\sigma_{zc}^2}\right] d\eta_{zc} \right) \cdot \frac{1}{\sqrt{2\pi}\sigma_{zp}} \cdot \exp\left[-\frac{(\eta_{zp} - m_{\eta_{zp}})^2}{2\sigma_{zp}^2}\right] d\eta_{zp}. \quad (29)$$

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

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

$$M[\eta_{zp} \cdot \eta_{zc}] = m_{\eta_{zp}} \cdot m_{\eta_{zc}} = m_{\eta_{\Phi Д}} \quad (31)$$

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



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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Якщо має місце **розподіл Релея**, то отримаємо:

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

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

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

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

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

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

Запишемо формулу для визначення імовірності збереження роботоздатності (або імовірності безвідмовної роботи) функціональної дільниці для **DN-**розподілу:

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

Для **DM-**розподілу параметрів отримаємо:

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

Для решти схем під'єднання гідроелементів приведених на рис.1 (б, в, з) моделі надійності ФД гідроприводу отримуємо аналогічно, виходячи із умов збереження роботоздатності функціональної дільниці відповідної підсистеми. При цьому оцінку показників безвідмовності можна отримувати як за аналітичними виразами так і за високоефективним в таких випадках методом статистичного (імітаційного) моделювання



Монте-Карло, використаним для подібних задач та запропонованим автором в публікації [3].

Висновок

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

Література

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



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Cyr розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (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 32

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