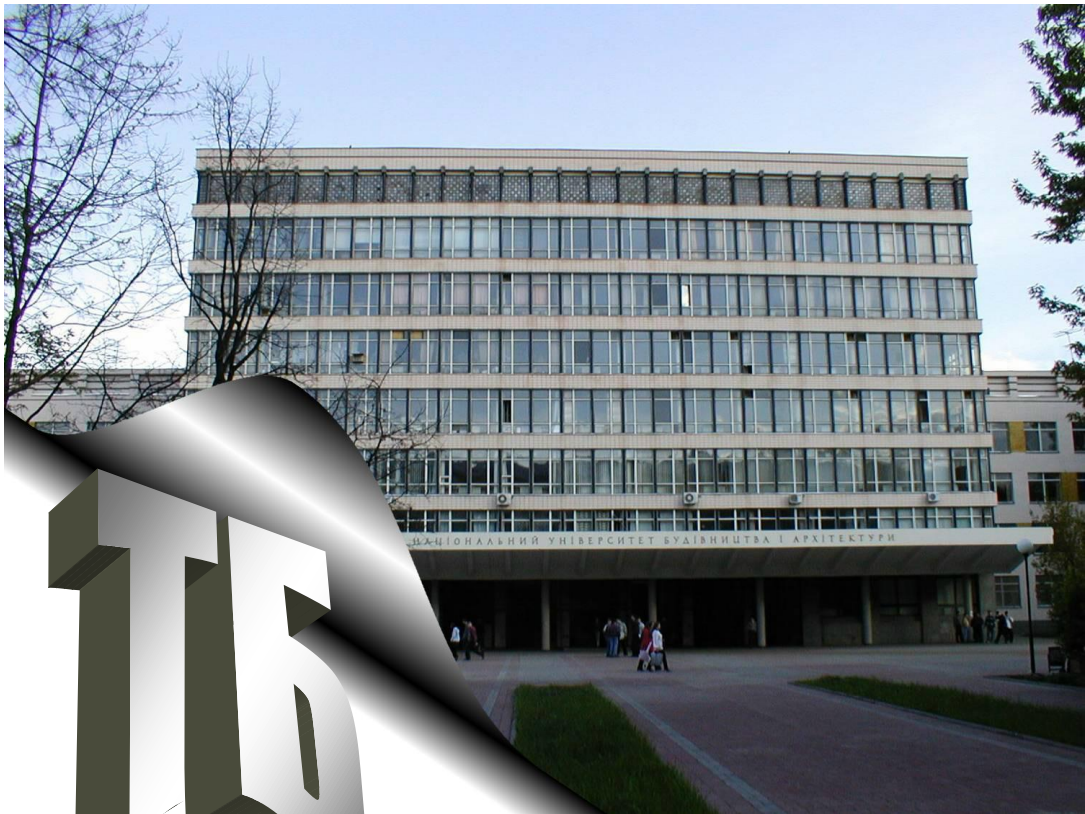


Техніка Будівництва



29, 2012

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№29, 2012

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
29 '2012

Видається з 1997р. двічі на рік

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

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

Редакційна колегія:

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

Рекомендовано до друку Вченою радою
Київського національного університету будівництва і архітектури
Протокол № 58 від 29.10.2010 р.

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

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2012

ЗМІСТ

Підйомно-транспортні машини

Ловейкін В.С., Почка К.І., Бажан В.Т., Паламарчук Д.А., Міщук Д.О., Шевчук О.Г., Шумілов Г.В. Результати роботи наукового напрямку “динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин”.....	4
Шаляпіна Т. С., Мина О. М., Каюк Б. Д. Організаційно–технологічні засади використання вантажопідйомної техніки.....	11

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Косминський І. В. Визначення характеру впливу привантажувача на динаміку системи.....	18
Свідерський А. Т., Делембовський М. М. Вибір та обґрунтування методів оцінки надійності вібромашин будівельної індустрії	22
Нестеренко М.П. Розрахунок фундаментів для вібраційних площадок із просторовими коливаннями робочого органа методом скінченних елементів.....	26
Корнійчук Б.В. Оцінка пружно-деформованого стану бетонної суміші при ущільненні її на віброустановці з вертикальним розташуванням збудників коливань.....	31
Орищенко С.В. Перспективні конструкції вібраційних грохотів для сортування будівельних матеріалів.....	35
Сівко В.Й., Кузьмінець М.П. Методика розрахунку напружено-деформованого стану взаємодії віброформувальної установки з робочим середовищем.....	39
Зайченко С.В. Дослідження гравітаційного впливу на процес формування монолітного кільцевого кріплення тунелю роликівим методом.....	45
Басараб В.А. Дослідження полічастотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної системи.....	50

Технологія і організація виробництва

Голубничий В.А., Голубничий Г.А. Міцність бетонів у конструкціях логістичного центру збудованого за іноземні інвестиції.....	57
Бондарчук О.В. Основи формування конфігурації проектів змін в структурі мультипроектного розвитку проектно-орієнтованих організацій.....	61
Молодід О. С. Залежність показників реставраційної цем’янової штукатурки від способу ущільнення штукатурної суміші.....	65

Моделювання технологічних процесів

Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Почка К.І. Аналітичні методи розрахунку навантажень та параметрів нестаціонарних коливань механізмів підйомно-транспортних машин.....	69
Лесько В.І., Лесько Л.Г. Імовірнісні моделі параметричної надійності гідроприводів машин.....	78
Дьомін Ю.М. Моделювання та визначення руху робочого органа установки для нанесення поліуретанових покриттів на магістральні трубопроводи.....	84



Підйомно-транспортні машини

УДК 621.01

*В.С. Ловейкін, д.т.н., професор,
К.І. Почка, к.т.н., доцент,
В.Т. Бажан, к.т.н., доцент,
Д.А. Паламарчук, асистент,
Д.О. Міщук, асистент,
О.Г. Шевчук, аспірант,
Г.В. Шумілов, аспірант*

РЕЗУЛЬТАТИ РОБОТИ НАУКОВОГО НАПРЯМКУ “ДИНАМІКА І ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМІВ РУХУ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН”

***АННОТАЦИЯ.** Приведены результаты научных исследований динамики и оптимизации режимов движения строительных и грузоподъемных механизмов и машин за 10 лет существования кафедры основ профессионального обучения КНУСА.*

***Ключові слова:** динаміка, оптимізація, режими руху, механізм, машина.*

***АННОТАЦИЯ.** Наведено результати наукових досліджень динаміки і оптимізації режимів руху будівельних та вантажопідйомних механізмів і машин за 10 років існування кафедри основ професійного навчання КНУБА.*

***Ключевые слова:** динамика, оптимизация, режимы движения, механизм, машина.*

***ANNOTATION.** The results of work of the “Dynamics and optimization of the modes of motion as to mechanisms and machines” Scientific School of the Basics of Professional Education Department of the Automatization and Information Technologies Faculty of KNUCA for 10 years of the department existence are presented.*

***Key words:** dynamics, optimization, mode of motion, mechanism, machine.*

Вступ. Науковий напрямок “Динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин” присвячений розробці теоретичних основ синтезу режимів руху і характеристик приводних механізмів будівельних та вантажопідйомних машин. Дослідження за цим напрямком виконуються на кафедрі основ професійного навчання КНУБА з моменту її заснування у 2002 році.

Метою даної роботи є висвітлення основних тематик досліджень даного наукового напрямку та результатів досліджень.

Виклад основного матеріалу. Одна із тематик присвячена дослідженню динаміки руху машин безвібраційного роликового формування залізобетонних виробів. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях машин роликового формування залізобетонних виробів обґрунтовано їхні конструктивні параметри та продуктивність. Разом з тим недостатньо уваги приділено дослідженню діючим динамічним навантаженням, їхньому характеру зміни в часі та впливу на елементи приводу формувальних візків та на якість готової продукції. В період роботи елементи роликових формувальних установок, а також елементи приводу перебувають під дією динамічних навантажень.

Найбільші динамічні навантаження виникають при досягненні формувальними візками крайніх положень. Такі навантаження є явищем небажаним і відносяться до суттєвих факторів, що приводять до передчасного виходу установки з ладу. Тому постала задача підвищення ефективності машин роликового формування плоских залізобетонних виробів шляхом зниження енергетичних витрат та динамічних навантажень, що діють на елементи приводу формувальних візків.

Для вирішення поставленої задачі запропоновано принцип роботи і конструкцію роликів формувальної установки з рекуперативним приводом, яка дозволяє здійснювати перерозподіл енергії формувальних візків під час безперервних пускогальмівних режимів руху. Розроблено математичну модель динаміки руху установки, яка враховує механічну характеристику приводу та її зв'язок з динамікою руху формувальних візків, що взаємодіють з бетонною сумішшю. Проведено аналіз розв'язку отриманої моделі, який дозволив реально оцінити вплив виду приводу на систему. Встановлено залежність нерівномірності руху від кута зміщення кривошипів приводу формувальних візків роликів формувальної установки з рекуперативним приводом. Обґрунтовано доцільність застосування рекуперативного приводу формувальних візків машин роликів формування залізобетонних виробів, як одного із способів зниження енергетичних витрат та динамічних навантажень. Оптимізовано конструктивні параметри ланок приводного механізму роликів формувальної установки. Встановлено за енергетичними та динамічними критеріями закономірності зміни динамічних навантажень в елементах установки, а також проведено їх аналіз. Створено дослідну лабораторну модель роликів формувальної установки з рекуперативним приводом (рис. 1), за допомогою якої проведено експериментальні дослідження.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що при збільшенні продуктивності установки у 2 рази значення потужності, необхідне на процес формування, збільшується лише у 1,21 разів, що приводить до зменшення споживання енергії на 40 % на одиницю виробу.

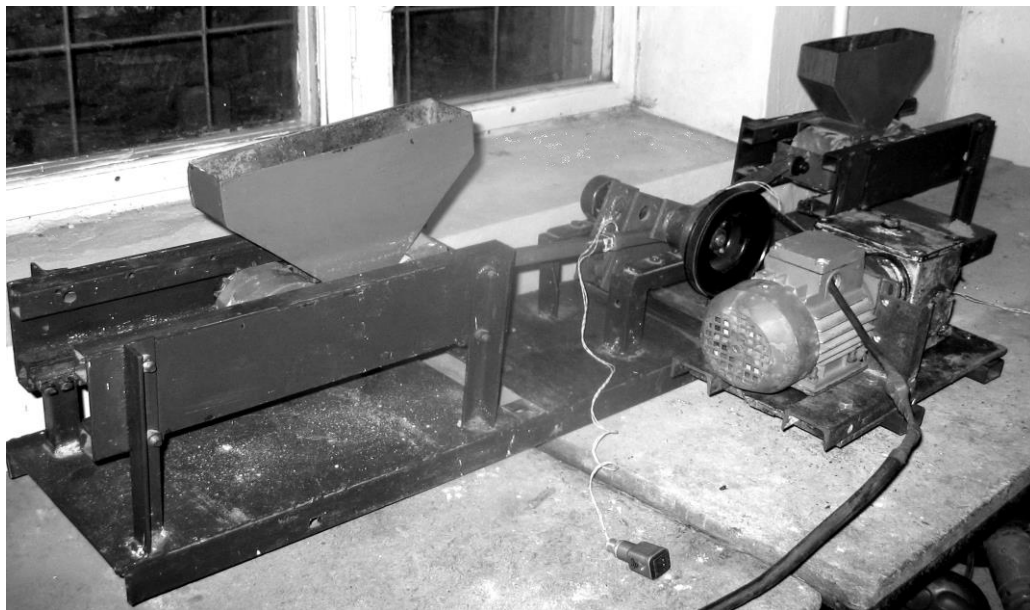


Рисунок 1. Фізична модель роликів формувальної установки з рекуперативним приводом.

Результати досліджень передано до впровадження в товариство з обмеженою відповідальністю “Черкасизалізобетонбуд”, що спеціалізується на виготовленні бетонних та залізобетонних виробів. На основі переданих матеріалів розроблено заходи по створенню роликів формувальної установки з рекуперативним приводом для виробництва плоских залізобетонних виробів.

Методику проведення теоретичних та експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки з рекуперативним приводом впроваджено в навчальний процес кафедри основ професійного навчання КНУБА при виконанні лабораторної роботи на тему “Експериментальне визначення нерівномірності руху важільного механізму” з дисципліни “Теорія механізмів і машин”.

Наступною тематикою наукового напрямку “Динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин” є розробка та апробація програмованих методик нормативних (стандартних) розрахунків зубчастих і черв'ячних передач. Актуальність розробки таких



методик полягає в тому, що, по-перше, розрахунок будь-якої зубчастої передачі – це складний і трудомісткий процес, по-друге, без певних фахових знань і практичного досвіду сумнівно спроектувати передачу з оптимальними, або близькими до них параметрами і, по-третє, використання студентами пропонованих неофіційними джерелами суперечливих розрахункових програм не гарантує їхній достатній науковий та дидактичний рівень.

Досвід курсового проектування з дисципліни “Деталі машин” засвідчує, що студенти недостатньо добре орієнтуються у вказаних методиках, бо навіть у спрощеному вигляді вони досить складно викладені у навчальних посібниках провідних шкіл. Ще складніше вони подані в нормативних методиках розрахунку різноманітних зубчастих передач – ГОСТах, ДСТУ. Як правило, у вказаних джерелах наведені розрахункові формули та довідковий матеріал у вигляді таблиць, графіків тощо. Але при виконанні проектів у студентів виникає багато запитань щодо послідовності обчислень, розмірностей фізичних величин, вибору потрібних параметрів і коефіцієнтів, отримуваних результатів обчислень.

З урахуванням вищесказаного на кафедрі основ професійного навчання, за участю студентів, розробляються і апробуються програмовані методики на основі нормативних розрахунків різноманітних зубчастих і черв’ячних зачеплень. Створювані методики враховують рекомендації провідних шкіл у даній галузі, які не суперечать вимогам чинних стандартів, а також містять базу всіх необхідних даних для виконання проектувальних розрахунків.

На відміну від ряду спрощених методик, викладених у деяких навчальних посібниках з курсу “Деталі машин”, запропоновані програмовані методики представлені у вигляді структурних схем та словесного описання алгоритмів розрахунків, які включають необхідний довідковий матеріал та чітко регламентують послідовність повного циклу обчислювальних операцій. Це дозволяє студентам осмислено виконувати розрахунки передач, незважаючи на будь-які відхилення розрахункових параметрів від їхніх номінальних або стандартних значень, оскільки програмовані методики гарантовано здійснюють оптимізацію основних параметрів зачеплення і забезпечують отримання найбільш раціональної конструкції проектованої передачі.

Також програмована методика нормативних розрахунків зубчастих і черв’ячних передач використовується при виконанні студентами дипломних проектів.

Одна із тематик наукового напрямку присвячена оптимізації зміни вильоту маніпулятора з гідроприводом на транспортному засобі.

Технологічний процес будівельного та інших видів виробництва пов’язаний з транспортуванням значної кількості вантажів та робочого обладнання. Для поліпшення умов праці робітників та підвищення продуктивності при вантажопідйомних і транспортних роботах широкого застосування набули маніпулятори з гідроприводом на транспортних засобах.

В процесі зміни вильоту стрілової системи маніпулятора з вантажем змінюються величини енергетичних характеристик, причому їх максимальні значення, в багатьох випадках, в декілька разів перевищують середні значення. Це призводить до виникнення в шарнірно-зчленованих елементах значних динамічних навантажень, які погіршують роботу маніпулятора, зменшують його міжремонтний цикл і ресурс, збільшують час циклу транспортування вантажу та не дозволяють забезпечити його точне позиціонування, оскільки мають місце коливання металоконструкцій і вантажу.

Для зменшення динамічних навантажень в стріловій системі маніпулятора пропонується виконувати його програмне керування за режимами руху, що синтезовані на основі оптимізаційної задачі. Для цього було розроблено динамічну модель гідроманіпулятора та визначені критерії оптимізації, які представляються у вигляді інтегральних функціоналів з підінтегральними функціями у вигляді енергетичної характеристики гідроманіпулятора, динамічної складової потужності, швидкості зміни динамічної складової потужності та різниці відхилень кінематичних характеристик вантажу

та точки його підвісу. Були отримані розв'язки у вигляді кінематичних характеристик узагальнених привідних координат маніпулятора, які відповідають переміщенням поршнів привідних гідроциліндрів.

Отримані теоретичним шляхом оптимальні режими руху гідроманіпулятора показали істотне підвищення плавності його руху, підвищення продуктивності та зменшення максимальних прискорень і ривків під час пуску та гальмування у порівнянні з реальними режимами руху маніпулятора.

Для підтвердження теоретичних тверджень було розроблено фізичну модель гідроманіпулятора (рис. 2).

Плавну роботу стрілової системи гідроманіпулятора за оптимальними режимами руху реалізовано за рахунок модернізації системи гідроприводу, шляхом встановлення в систему керування розробленого золотникового розподільника з дросельними щілинами на торцях золотників (рис. 3). Завдяки тому, що на золотнику виконані дросельні канавки в момент, коли він під дією керуючого сигналу починає рухатися та відкриває вхідні канали, то спочатку робоча рідина потрапляє у відповідну лінію через ці дросельні канавки, а при повному відкритті – вже напямую потрапляє у відповідну порожнину.



Рисунок 3. Золотник з дросельними канавками.

Наступною тематикою наукового напрямку “Динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин” є оптимізація режиму зміни вильоту шарнірно-зчленованої стрілової системи порталного крана.

Підвищення надійності конструкцій вантажопідіймальних машин, зниження металоемності, покращення експлуатаційних показників, розширення функціональних можливостей, збільшення напрацювання до відмови є важливим напрямком роботи з удосконалення існуючих та проектування нових вантажопідіймальних машин, зокрема кранів.

Суттєвим недоліком шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів є нелінійна залежність між кутом повороту стріли та горизонтальною координатою переміщення вантажу. Тобто при рівномірному повороті стріли на деякий кут вантаж рухається нерівномірно, що призводить до виникнення динамічних навантажень і, як наслідок, до розгойдування вантажу на канатному підвісі. Розгойдування вантажу також виникає ще й під час перехідних режимів руху механізму зміни вильоту стрілової системи (пуск, гальмування).

Розгойдування вантажу викликає втомне руйнування елементів металоконструкцій стрілової системи та призводить до збільшення динамічних навантажень на елементи рейкового механізму зміни вильоту, що веде до їх поломок, які в свою чергу є причинами простоювання та дорогих ремонтів всього крана (рис. 4).



Рисунок 2. Зовнішній вигляд фізичної моделі гідроманіпулятора.

Порівнянням “оптимального” режиму руху фізичної моделі гідроманіпулятора з “реальним” показало, що є можливість скорочення робочого часу стрілової системи на 40...49% за один цикл переміщення. Крім цього, досліджені оптимальні режими руху дали можливість на 20...25% знизити динамічні навантаження в системі гідроприводу.

Крім того, розгойдування вантажу стає причиною ускладнення його точного позиціонування, що призводить до важких умов праці стропальників і такелажників, а також змушує кранівника-оператора весь час роботи бути у напруженні. В існуючих теоретичних та експериментальних дослідженнях широко розглядається динаміка горизонтального переміщення вантажу на гнучкому підвісі в кранах прольотного типу або в баштових кранах зі стріловим візком. Досліджено і приведено методи боротьби із коливаннями вантажу, що виникають під час роботи механізмів на перехідних ділянках руху. Однак, дуже мало уваги приділяється дослідженню динаміки горизонтального переміщення вантажу за допомогою шарнірно-зчленованих стрілових систем кранів, а, зокрема, методам усунення коливань вантажу при його горизонтальному переміщенні за допомогою таких стрілових систем. Методи усунення коливань вантажу, що застосовуються в прольотних кранах, не можуть бути використані для кранів із шарнірно-зчленованою стріловою системою тому, що кутова координата ротора електродвигуна пов'язана із горизонтальною координатою переміщення вантажу за допомогою нелінійної залежності.



Рисунок 4. Фізична модель порталного крана з шарнірно-зчленованою стріловою системою.

В зв'язку з тим, що крани із шарнірно-зчленованою стріловою системою набувають все більшого поширення в різних галузях народного господарства, то проблема усунення або суттєвого зменшення коливань вантажу при його переміщенні є актуальною. Вирішення цієї задачі дозволяє більш ефективно використовувати крани із такою стріловою системою, покращити умови роботи кранівника-опера-тора та обслуговуючого персоналу, а також, на основі цього, здійснити вдосконалення існуючих та провести розробку нових кранів, що відповідатимуть поставленим вимогам.

Крім описаних результатів для шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крану (рис. 5) розв'язується задача усунення повздовжніх коливань вантажу за рахунок формування оптимальних перехідних режимів механізму зміни вильоту.

Поставлена задача вирішується шляхом визначення оптимальних режимів руху шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крану, при яких усуваються коливання вантажу на гнучкому підвісі та мінімізуються енергетичні та силові навантаження на кран. Це дозволить підвищити продуктивність, надійність і довговічність роботи кранів, а також покращити умови роботи кранівників.

Одна із тематик наукового напрямку присвячена оптимізації режиму зміни вильоту і підйому вантажу баштового крану.

Проаналізувавши дослідження, що проводилися в області динаміки вантажопідіймальних машин, помічено, що розрахунки, в основному, проводилися для ізольованої роботи певного механізму, при цьому коливання вантажу при роботі механізмів баштового крана взагалі детально не розглядалися.

Відомо, що при роботі баштових кранів найпоширенішою є саме спарена робота механізмів.

Тому, спираючись на існуючі дослідження, було запропоновано дослідити спарену роботу механізмів зміни вильоту та підйому вантажу баштового крану.

Проведений аналіз статистичних даних про аварійність вантажопідіймальної техніки в

Україні протягом останніх років свідчить про тенденцію виникнення аварійних ситуацій саме на неусталених (перехідних) режимах роботи механізмів крану.

Головними елементами крану, що лімітують його довговічність, є металоконструкції, які накопичують залишкові деформації та втомні тріщини. Встановлено, що головною причиною їх появи є динамічні навантаження, що виникають в металоконструкціях під час перехідних процесів при роботі кранових механізмів. Вивчення причин виникнення цих навантажень при роботі механізмів підйому та переміщення вантажної каретки та розробка способів їх зменшення приведе не тільки до збільшення терміну експлуатації кранів, а і до більш якісного та безпечного використання їх механізмів.

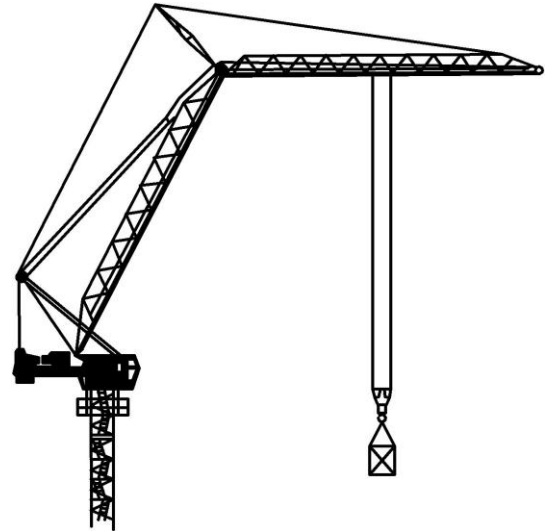


Рисунок 5. Шарнірно-зчленована стрілова система баштового крану.

Під час роботи механізмів підйому та зміни вильоту баштового крана виникають маятникові коливання вантажу, що призводять до значних динамічних навантажень не тільки в металоконструкціях, а і у приводних механізмах крана. Ці навантаження приводять до втомного руйнування конструкції крана і передчасного виходу обладнання з ладу. Коливання вантажу при роботі крана є практично неконтрольованими, що значно ускладнює позиціонування вантажу та створює небезпеку стропальникам.

Для вирішення даної проблеми були вирішені наступні задачі: побудовано динамічну і математичну моделі механізмів підйому і пересування вантажної каретки; вибрано критерій мінімізації динамічних навантажень в механізмах підйому і пересування вантажної каретки крану; побудовано фізичну модель стріли баштового крану (рис. 6) для проведення експериментальних досліджень по визначенню режимів руху; розроблено конструкцію приводів, які реалізують необхідні режими роботи механізмів підйому та пересування вантажної каретки.

Вирішення поставлених задач дає змогу проаналізувати поведінку вантажу та елементів приводних механізмів зміни вильоту та підйому вантажу під час їх роботи, а також зробити конкретні висновки про ефективність запропонованих методів для поліпшення основних критеріїв роботи сучасного баштового крана.

Результати теоретичних і експериментальних досліджень наукового напрямку “Динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин” використовуються у навчальному процесі університету і на виробництві. Кожного року за даною тематикою виконуються атестаційні магістерські роботи по спеціальності “Підйомно-транс-портні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання” (БМО) та дипломні проекти по спеціальності “Професійне навчання. Виробництво, експлуатація та ремонт підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин і обладнання” (ПН).

За час існування кафедри основ професійного навчання (з 2002 року) за науковим напрямком “Динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин” було виконано і захищено 18 магістерських робіт та виконано і захищено під керівництвом виконавців даного напрямку 89 дипломних проектів.

Студенти беруть участь у всеукраїнських конкурсах студентських наукових робіт, де неодноразово стають переможцями: Д. Паламчук – 2006 рік, I місце у всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт з напрямку “Будівництво і архітектура”; О.Шевчук – 2010 рік, I місце у всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт у галузі знань “Машинознавство”; В. Муляр – 2011 рік, III місце у всеукраїнському конкурсі студентських наукових робіт у галузі знань “Машинознавство”.

За даним науковим напрямком на кафедрі основ професійного навчання захищено 1

кандидатську дисертацію (К.І. Почка, 2008 р.), підготовлено до захисту 2 кандидатські дисертації (Д.О. Міщук, Д.А Паламарчук) та йде робота над кандидатськими дисертаціями (О.Г. Шевчук, Г.В. Шумілов).

Професор В.С. Ловейкін є лауреатом премії Академії будівництва України ім. М.С. Буднікова. За результатами конкурсу “Інтелект молодих – на службу столиці”, що проводився у жовтні 2007 року – лютому 2008 року Головним управлінням освіти і науки виконавчого органу Київради (Київської міської державної адміністрації) спільно з Радою ректорів Київського вузівського центру та Київським міським педагогічним університетом ім. Б.Д. Грінченка, асистент кафедри Почка К.І. зайняв I місце в напрямку “Будівництво і архітектура”.

В цілому виконавцями наукового напрямку “Динаміка і оптимізація режимів руху механізмів і машин” за час існування кафедри видано 1 підручник, 16 навчальних посібників, 11 монографій, опубліковано 387 наукових статей та тез доповідей у фахових наукових журналах та збірниках, отримано 156 патентів України на винаходи та корисні моделі, зроблено 152 доповіді на НПК КНУБА, 36 доповідей на наукових конференціях молодих вчених аспірантів і студентів КНУБА та 123 доповідей на республіканських та міжнародних конференціях.



Рисунок 6. Фізична модель стріли баштового крана.

Література

1. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів. // *Машинознавство*. – 1999. – № 7 (25). – С. 24-31.
2. Ловейкин В.С. Определение оптимальных режимов движения механизмов грузоподъемных машин. // *Подъемно-транспортное оборудование*. – 1987. – № 18. – С. 31–35.
3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учеб. пособие. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168 с.
4. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічний аналіз роликової формовочної установки з рекуперативним приводом. // *Вісник Тернопільського державного технічного університету*, 2005. Том 10. – № 1. – С. 69-76.
5. Ловейкін В.С., Почка К.І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формуальної установки з рекуперативним приводом. / *Техніка будівництва*, № 20, 2007 р. – С. 16-25.
6. Бажан В.Т., Шевченко Т.В., Мачишин Г.М., Лось С.О. Розробка алгоритму та програми нормативного розрахунку зубчастих циліндричних передач зовнішнього зачеплення. // *Збірник «Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини»*. – К.: КНУБА, 2007. – Вип. 69. – С. 82-87.
7. Ловейкін В.С., Паламарчук Д.А. Мінімізація коливань вантажу при горизонтальному переміщенні шарнірно-зчленованою стріловою системою крана. // *Техніка будівництва*. – № 24, 2010 р. – С. 9-17.
8. Ловейкін В.С., Ромасевич Ю.О., Шумілов Г.В. Вплив довжини каната механізму переміщення візка на динаміку одночасної зміни вильоту та підйому вантажу баштового крана. // *Науково-технічний і виробничий журнал «Підйомно-транспортна техніка»*. – 2011. – № 1. – С. 3-13.
9. Ловейкін В.С., Шевчук О.Г. Оптимізація динамічного режиму пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана. // *Техніка будівництва*, № 23, 2009 р. – С. 24-29.
10. Ловейкін В.С., Міщук Д.О. Оптимізація режиму руху стрілової системи крана-маніпулятора в процесі зміни вильоту вантажу під час роботи за двох узагальнених координат. // *Техніка будівництва*, № 23, 2009 р. – С. 17-23.

УДК 621.86(075.8)

Т. С. Шаляпіна, аспірант КНУБА,
 О. М. Мина, студент КНУБА,
 Б. Д. Каюк, студент КНУБА

ОРГАНІЗАЦІЙНО–ТЕХНОЛОГІЧНІ ЗАСАДИ ВИКОРИСТАННЯ ВАНТАЖОПІДЙОМНОЇ ТЕХНІКИ

АННОТАЦІЯ. Завдання роботи полягає в огляді та оцінці забезпеченням баштовими кранами потреб України, оцінці будівельних організацій, вибір та обґрунтування системи параметрів, які моделюють умови та результати використання баштових кранів, аналіз сучасних кранів в Україні, запропоновані критерії оцінювання основних технічних та технологічних параметрів баштових кранів. Під час роботи були оцінені баштові крани, знайдені основні переваги та недоліки баштових кранів та визначено основні параметри найбільш ефективних баштових кранів.

АННОТАЦИЯ. Задача работы заключается в осмотре и оценке обеспечением башенными кранами потребностей Украины, оценке строительных организации, выбор и обоснование системы параметров, которые моделируют условия и результаты использования башенных кранов, анализ современных кранов в Украине, предложены критерии оценки основных технических и технологических параметров башенных кранов. Во время работы были оценены башенные краны, найдены основные преимущества и недостатки башенных кранов и определены основные параметры наиболее эффективных башенных кранов.

ANNOTATION. Task work is to review and evaluate software tower cranes Ukraine's needs, evaluating construction organization, selection and justification of parameters that simulate the conditions and results of the use of tower cranes, analysis of current taps to Ukraine proposed evaluation criteria of key technical and technological parameters of tower cranes. During operation were evaluated tower cranes, found the main advantages and disadvantages of tower cranes and the main parameters of the most efficient tower cranes.

Актуальність роботи. Зниження матеріаломісткості і енергоємності продукції, що випускається, особливої актуальності набуває комплексна оцінка технічного рівня машин. При оцінці технічного рівня вантажопідйомної техніки необхідно враховувати не тільки їх технічні характеристики, що входять в показники призначення, але і конструктивну досконалість машин, що є передумовою вибору конструкції крана.

Методика дослідження та результат. Методикою передбачено здійснення організаційно-технологічної оцінки вантажопідйомної техніки на прикладі баштових кранів, які є головною технологічною машиною в умовах в умовах каркасно-монолітного висотного будівництва. Для кранів основним показником є вантажопідйомність. Проте при таких обмежених змінах вантажопідйомності можливі значні коливання інших показників, наприклад, вантажного моменту, вильоту, висоти і швидкості підйому. В цьому випадку порівняння за абсолютними показниками (конструктивній масі, потужності і ін.) не дозволяє отримати зіставних результатів, тому доцільно застосовувати питомі відносні показники.

Одним з найважливіших показників, що характеризують ступінь конструктивної досконалості крана, може служити питома матеріаломісткість [7]:

$$m_{\text{пит}} = G/M, \quad (1)$$

де G – конструктивна маса крана, залежна від його вантажних характеристик – максимальної вантажопідйомності Q , висоти H і вильоту L , відповідного максимальній вантажопідйомності; $M = QLH$ – вантажовисотний момент, що якнайповніше характеризує споживчі властивості крана.

Іншим комплексним показником технічної ефективності крана є його питома енергоємність, яка залежить від вантажопідйомності крана, його вильоту, висоти підйому,



швидкостей механізмів і інших чинників.

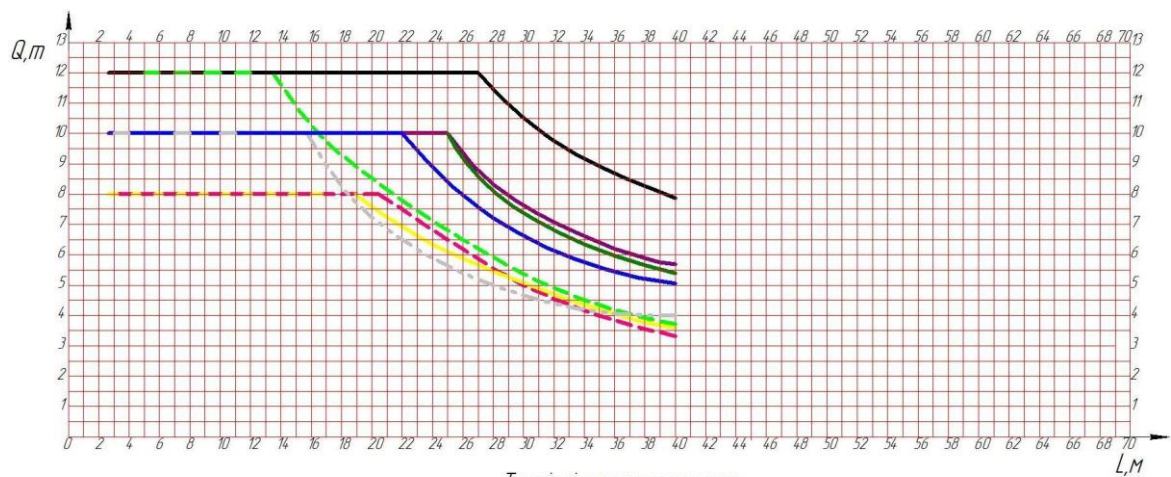
На основі огляду та аналізу літературних джерел [1-7] була складена таблиця основних параметрів кранів найбільш відомих фірм Європи (табл. 1).

Таблиця 1.

Основні параметри баштових кранів найбільш відомих виробників Європи.

Марки	Моделі	Мах. висота підйому, м.	Мах. вантажо-підйомність т	Мах. висота стіпи м	Мах. вантажо підйомність при Мах. вильоті, т.	Швидкість, м/хв.			Продуктивність, т/год.	Вантажний момент, т·м	Сумарна потужність двигунів баштового	Маса крану, т.
						підйому гака	руху візка	повороту платформи об/хв				
Liebher	132 EC H8	72,1	8	55	1,7	120	100	0,8	9,82	136	50	87
	202 EC B10	63,1	10	65	2	105	100	0,8	11,42	247	57,5	113
	200 EC H10	68,1	10	60	2,4	100	100	0,8	13,65	190	65,5	79,6
	154 EC H10	72,1	10	60	1,4	80	100	0,8	7,76	173	50	86,2
	125 HC L12	91,7	12	50	1,9	98		0,8	9,41	205,2	100	72,8
Potain	MD208A MDD6	61,4	10	62,5	2	55	79	0,8	10,59	150	67,8	71
	MD238A J10	64,8	10	67,5	2,2	48	120	0,8	11,64	176	49	77
	MDT218 AJ10	70,4	10	65	1,85	50	79	0,8	9,46	209	49,8	81
	MDT268J10	74,9	10	65	3	55	120	0,8	15,89	240	70	94
	MR405B H24	89,4	12	60	4,7	111		0,67	20,90	360	119,8	173
Jaso	J145.A	54,5	8	60	1,75	50	65	0,8	9,16	162	58,1	53,6
	J150.10	56,1	10	65	1,4	40	75	0,8	7,13	194	64,6	63,1
	J120.10	59,3	10	60	1,4	40	75	0,8	7,12	171	59,1	69,6
	J600.10	86,4	10	80	5,1	130	90	0,6	27,94	345	103,8	115,5
	J190N.A	89,3	10	60	2,45	40	90	0,7	11,67	246	59,1	96,1
Seaz	TLS658	54,6	8	65	1,5	58	75	0,9	8,05	134,4	42	66,7
	TLS75EUR	76,5	8	75	2,9	83	90	0,85	15,64	288	81	100,3
	TLS6510	54,6	10	65	1,5	51	75	0,9	7,93	133	42	67
Wilbert	WT420_E	61,2	8	85	2,8	125	100	0,8	15,82	287,2	72,6	85
	WT300_	64,5	8	70	4	12	10	0,8	22,9	311,	69,2	83

	E					5	0		3	2		
	WT200_E	67,7	8	65	1,7	125	100	0,8	9,77	148	63,5	79
	WT205L_E	111,2	8	60	1,8	125		0,8	9,34	216	101	125,6
	WT175L_E	68,25	9	36	1	155		0,5	5,22	90	93	94,2
Terex	CTT231-10H20	61,8	10	70	1,8	46	74	0,88	9,16	196	72,5	49,5
	CTT231-10TS23	62,2	10	70	1,8	46		0,88	9,15	196	72,5	52
	SK 415-10	68,6	10	80	2,3	112		0,75	12,52	273	89	60
	CTL 140-10	86,1	10	50	1,8	60		0,75	8,55	183	93,6	50
	CTL 180-16	92,3	8	55	2	110		0,75	9,59	240	104	59



Технічні характеристики

Марка крана	Max в/л, т	Max вилит, м	Позначення кривої	Max висота підйому, м			Швидкість зміни вильоту, м/хв.	Швидкість опускання гачка, м/хв.	Швидкість підйому вантажу, м/хв.			Потужність джерела, кВт
				Вільний	Післяпідйому	Нахил стріли			3 тон	5 тон	Помірно	
280ЕС-Н12	12	70	—	56,7	256	—	0-138	100	48	48	21	204
КБ-57Б	12	70	---	70	150	—	0-60	90			25	200
КБ-4Б	12	50	---	62	—	83	0-55	80				200
200ЕС-Н10	10	60	—	68,1	181	—	0-100	82/132	47/37	19/37	19/23	76/127
КБСН-503Б	10	50	—	68,2	—	90,2	0-50	90	82	70	32	200
КБ-5Б	10	50	---	72,1	—	95,2	0-55	90	60		30	200
КБ-40В.21	10	40	---	54	—	72,7	0-30	45			30	125
КБ-47А	8	55	---	48,9	222,4	—	0-45	90	45	30	22	200
132ЕС-НВ	8	55	---	56,2	186	—	0-100	140	40	24	24	69

Примітка: через дріб вказані значення-фазний об'єкт/короткозамкнений об'єкт з частотним регулюванням

Рисунок 1. Порівняльні характеристики баштових кранів.

На основі даних цієї таблиці та їх вантажопідйомних характеристик (рис. 1) та аналізу отриманих залежностей побудовані гістограми (рис 2-7) за критеріями, які оцінюють наступні параметри:

- $K_1=Q/\Pi$ - критерій оцінки впливу вантажопідйомності на продуктивність, де Q – вантажопідйомність крану, т; Π – продуктивність крану, т/год;
- $K_2=\Pi/L$ - критерій оцінки впливу вильоту стріли на продуктивність, де L – максимальний виліт стріли, м; Π – продуктивність крану, т/год;
- $K_3=\Pi/H$ - критерій оцінки впливу висоти підйому на продуктивність, де H – максимальна висота крану, м; Π – продуктивність крану, т/год;



- $K_4=q/L$ - критерій оцінки впливу вильоту стріли на вантажопідйомність при максимальному вильоті (рис. 1.6). Де L – максимальний виліт стріли, м; q – вантажопідйомність при максимальному вильоті, т;
- $K_5=Q/H$ - критерій оцінки впливу висоти підйому на вантажопідйомність, де H – максимальна висота крану, м; Q – вантажопідйомність крану, т;
- $K_6=E/(M \cdot H)$ - критерій енергоємності крану, де H – максимальна висота крану, м; M – вантажний момент крану, т·м; E – сумарна потужність двигунів крану, кВт;
- $K_7=G/(M \cdot H)$ - критерій матеріаломісткості крану де H – максимальна висота крану, м; M – вантажний момент крану, т·м; G – маса крану, т.

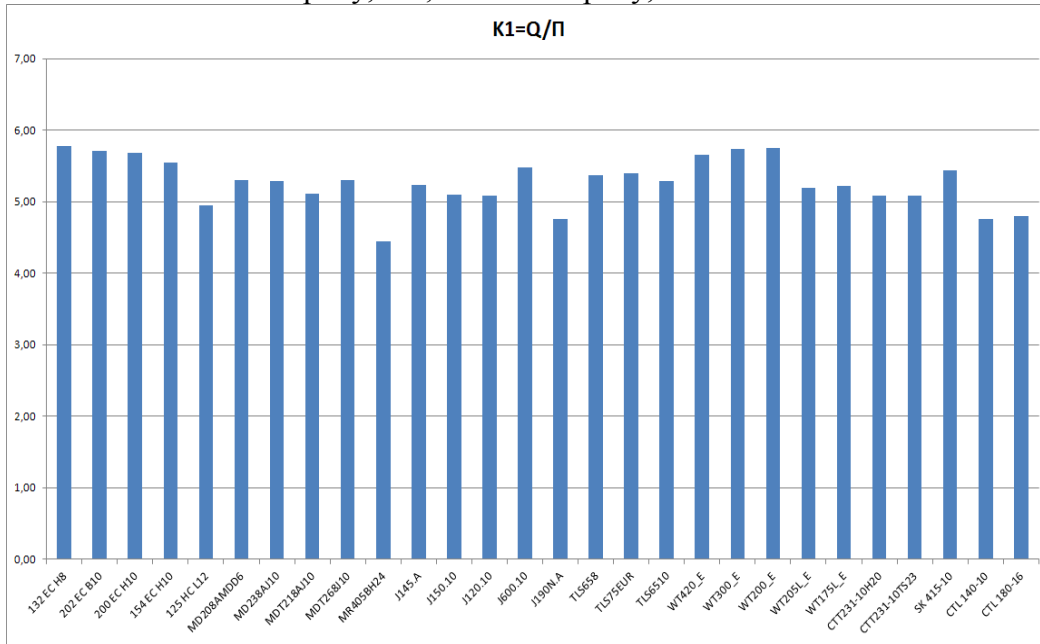


Рисунок 2. Оцінка характеристик кранів за критерієм K_1 .

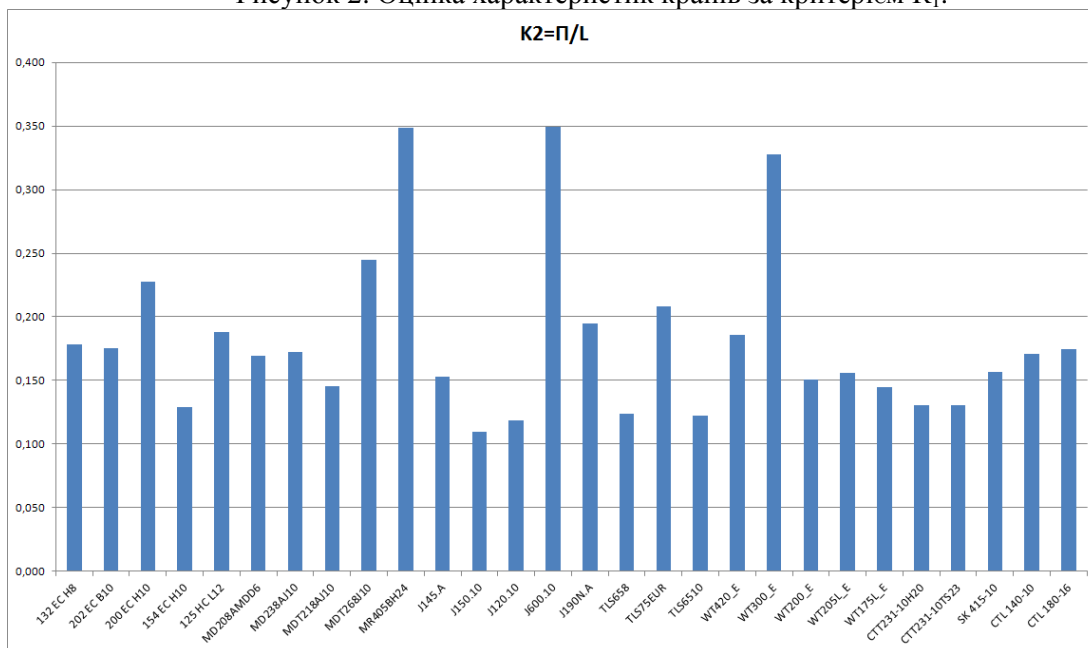


Рисунок 3. Оцінка характеристик кранів за критерієм K_2 .

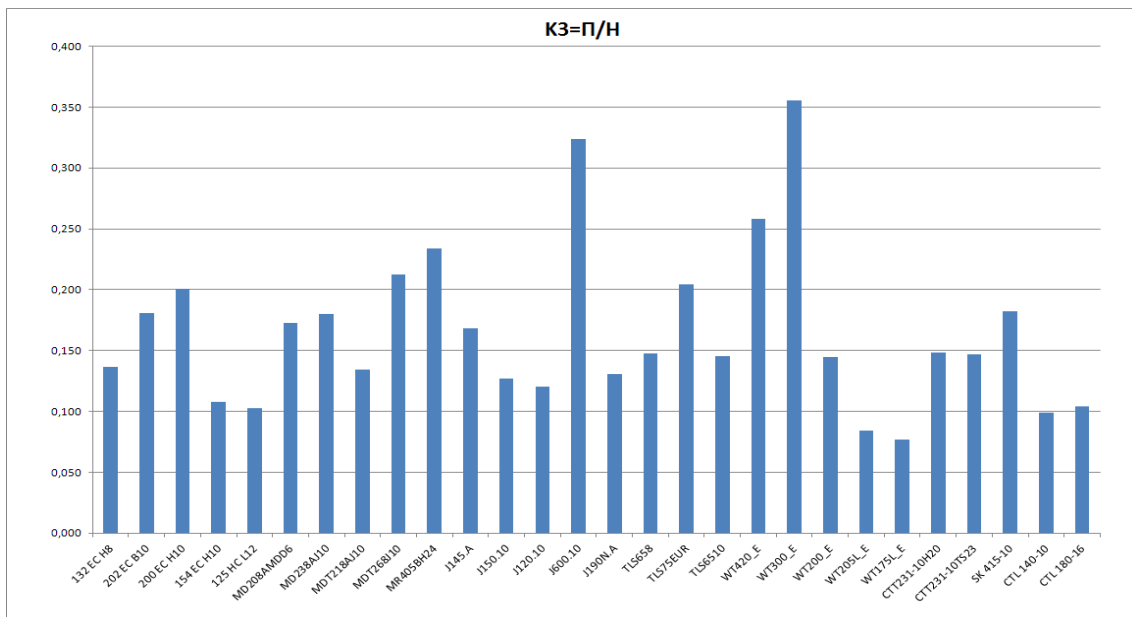


Рисунок 4. Оцінка характеристик кранів за критерієм K_3 .

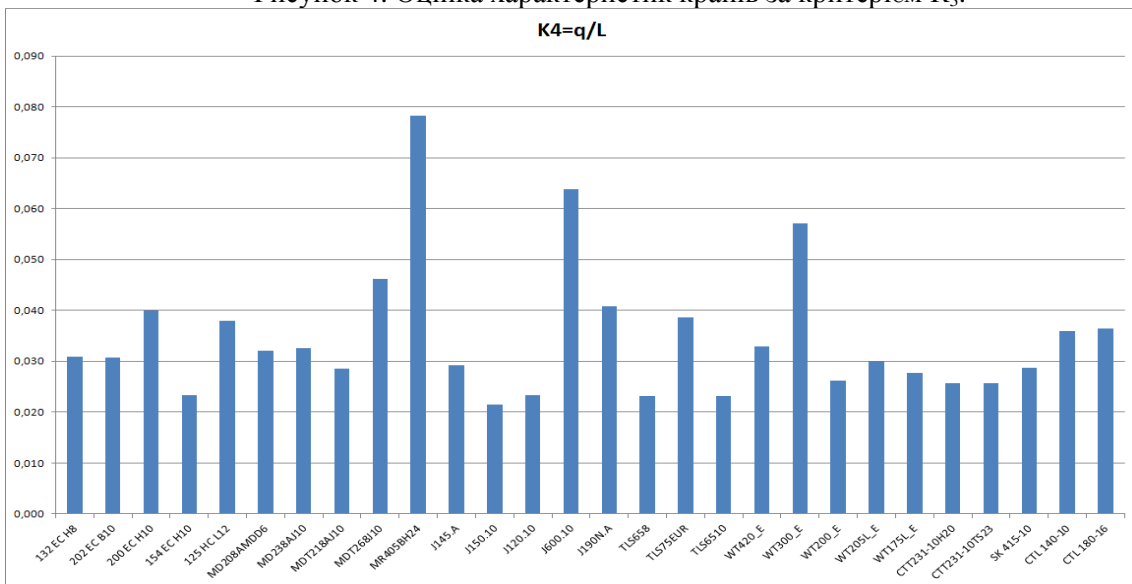


Рисунок 5. Оцінка характеристик кранів за критерієм K_4 .

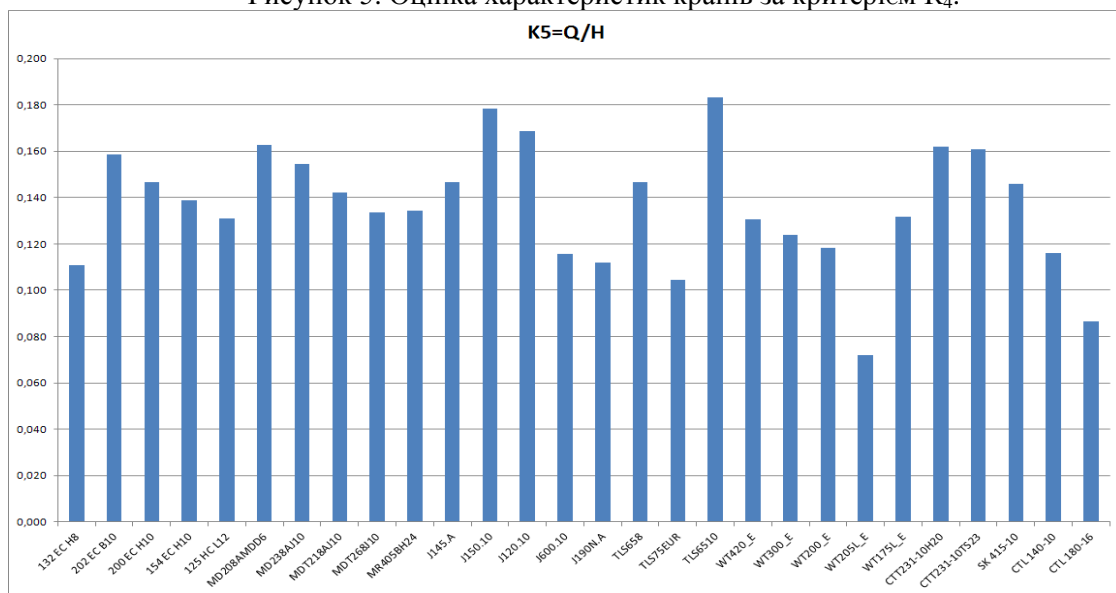
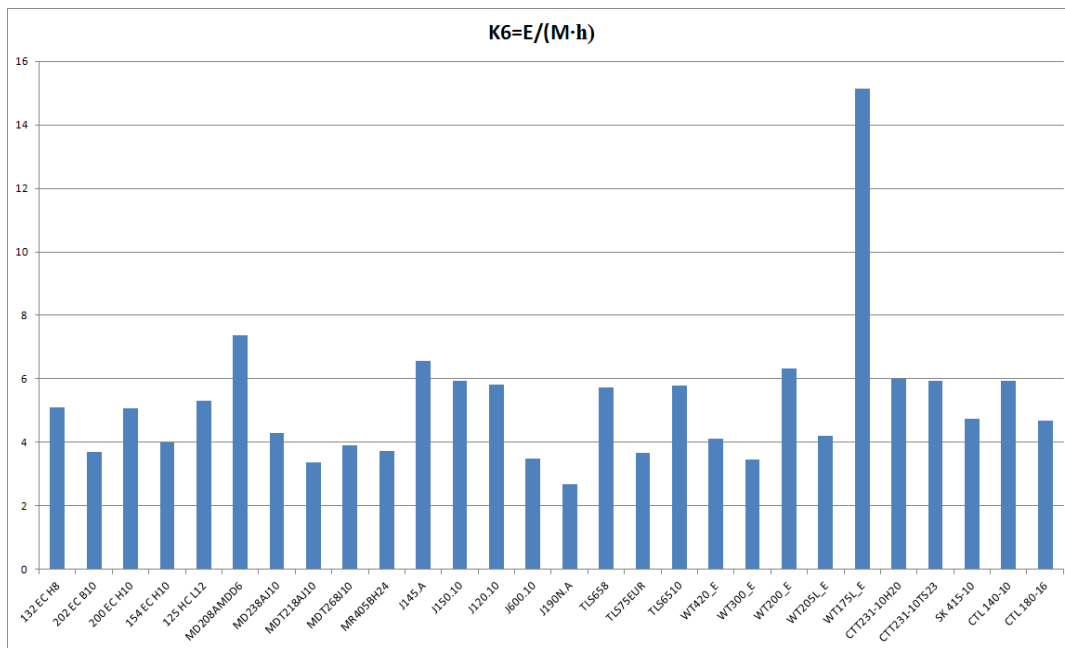
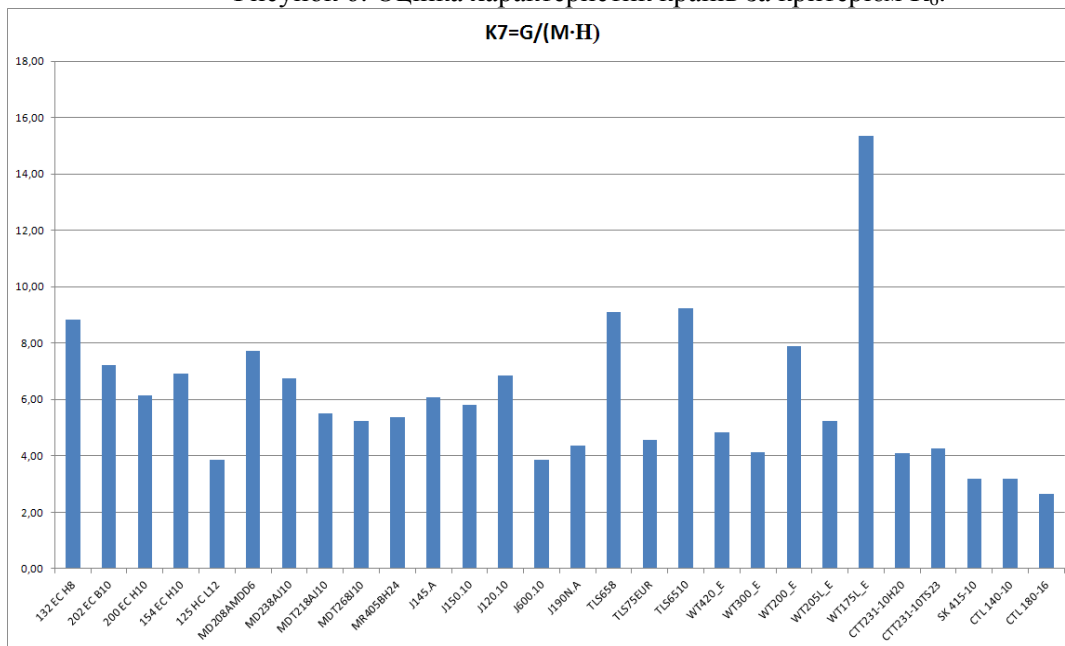


Рисунок 6. Оцінка характеристик кранів за критерієм K_5 .

Рисунок 6. Оцінка характеристик кранів за критерієм K_6 .Рисунок 7. Оцінка характеристик кранів за критерієм K_7 .

Висновки.

1. Оцінка та аналіз літературних джерел за темою роботи встановили, що існуючі баштові крани вітчизняного керівництва мають значний фізичний та моральний знос.
2. Баштові крани потребують модернізації, залишаючись при цьому поширеною технікою в будівництві, ефективне застосування якої потребує подальшого вдосконалення.
3. В останні часи на будівельному ринку України з'явилася низка баштових кранів зарубіжного виробництва ряду провідних фірм, використання яких потребує експертної оцінки та визначення ефективності їх застосування.
4. Використані критерії оцінки технологічних і конструктивних параметрів баштових кранів можливо застосовувати в курсовому та дипломному проектуванні і при оцінці інших машин.

Література

1. Баладінський В. Л., Назаренко І. І., Онищенко О. Г., Будівельна техніка: Підручник. –К.–Полтава: КНУБА–ПНТУ, 2002. – 463 с.
2. Підйомно–транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин: Підручник / В. С. Бондарєв, О. І. Дубінець, М. П. Колісник та ін. – К.: Вища школа, 2009. –734 с.
3. Справочник по кранам: В 2 т. – Т 1. Характеристика механизмов и загрузок. Основы расчетов кранов и их приводов и металлических конструкций / В. И. Брауде, М. М. Гохберг, и др.; Под общ. ред. М. М. Гохберга.–Л.: Машиностроение, Ленинград отделение, 1988. – 519 с.
4. Справочник по кранам: В 2 т. – Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов / М. П. Александров, М. М. Гохберг, А. А. Ковин и др.; Под общ. ред. М. М. Гохберга. – Л.: Машиностроение, Ленинград отделение, 1988. – 559 с.
5. Правила будови і безпечної експлуатації вантажопідйомних кранів. – К.: Основа, 2007. – 312 с.
6. Хмара Л. А., Колісник М. П., Голубченко О. І. Будівельні крани. Конструкція та експлуатація. – К.: Техніка, 2001. – 300 с.
7. Назаренко І. І., Німко Ф. О. Вантажопідймальна техніка (конструкції, ефективне використання, сервіс). Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. –К.: Видавничий Дім “Слово”, 2010. – 400 с.



Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 66.9.033

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

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРУ ВПЛИВУ ПРИВАНТАЖУВАЧА НА ДИНАМІКУ СИСТЕМИ

АНОТАЦІЯ. В статті розглянуто характер впливу привантажувача на динаміку системи «робочий орган – середовище – привантажувач».

Наведено та проаналізовано результати досліджень, які проілюстровано осцилограмами та графіками залежностей амплітуд коливань віброплощадки та привантажувача відсутності та наявності привантажувача та зміни частоти, амплітуди коливань віброплощадки від тиску привантажувача, амплітуди коливань гравітаційного привантажувача від величини його тиску, амплітуди коливань віброплощадки від висоти суміші та інші. Зроблено висновки та окреслено напрямки для подальших досліджень.

Ключові слова: динаміка, привантажувач, бетонна суміш.

АННОТАЦИЯ. В статье рассматривается характер влияния пригруза на динамику системы «рабочий орган – среда – пригруз».

Приведены и проанализированы результаты исследований, которые проиллюстрированы осцилограммами и графиками зависимостей амплитуд колебания виброплощадки и пригруза при отсутствии и при наличии пригруза, амплитуды колебаний гравитационного пригруза от величины его давления, амплитуды колебаний виброплощадки от высоты смеси и другое. Сделаны выводы и намечены направления для дальнейших исследований.

Ключевые слова: динамика, пригруз, бетонная смесь.

ANNOTATION. The paper considers the impact device for providing additional pressure dynamics of the system "working body - environment - device for providing additional pressure".

Presented and analyzed the results of studies that illustrate oscillogram and schedules dependence of amplitude and shaking device for providing additional pressure in the absence and presence device for providing additional pressure and the frequency, amplitude shaking from the pressure device for providing additional pressure, the amplitude of gravitational device for providing additional pressure the value of its pressure, the amplitude of shaking the height of the mixture, etc. The conclusions and outlines directions for further research.

Keywords: dynamics, device for providing additional pressure, concrete mixture,

Актуальність роботи. Як було зазначено в працях [1-4] розрахунок раціональної величини тиску привантажувача необхідно проводити з умови резонансу віброплощадки, завантаженої бетонною сумішшю із привантажувачем.

Для забезпечення цієї умови необхідно знати характер та величину варіювання амплітуди коливань віброплощадки в залежності від параметрів середовища (маси, висоти, щільності тощо) та привантажувача. Із цією метою було проведено експериментальні дослідження, результати яких наведені в цій статті.

Визначення характеру впливу привантажувача на динаміку системи «робочий орган – середовище – привантажувач». Умови для проведення дослідів були наступні: форму віброплощадки заповнювали бетонною сумішшю визначеними порціями та ущільнювали кожну з них 15...20 с, після чого встановлювали привантажувач та вимірювали амплітуду коливань площадки та привантажувача. Дослідження проводили при різних сполученнях частот та амплітуд коливань. Висоту стовпа суміші змінювали в межах 0,1...0,5 м, а величину статичного тиску привантажувача регулювали в діапазоні 0,0001...0,009 МПа.

Як показали досліди навіть незначна величина тиску 0,00069 МПа може призвести до значної зміни амплітуд коливань.

На рис. 1 наведено осцилограми коливань віброплощадки та привантажувача, які свідчать, що амплітуда коливань віброплощадки (за відсутності привантажувача) рис. 1,а носить гармонічний характер, частота коливань робочого органу дорівнює вимушеній частоті і зі збільшенням останньої амплітуда дещо зменшується (рис. 2).

При застосуванні привантажувача (рис. 1,б) картина поведінки віброплощадки суттєво змінюється.

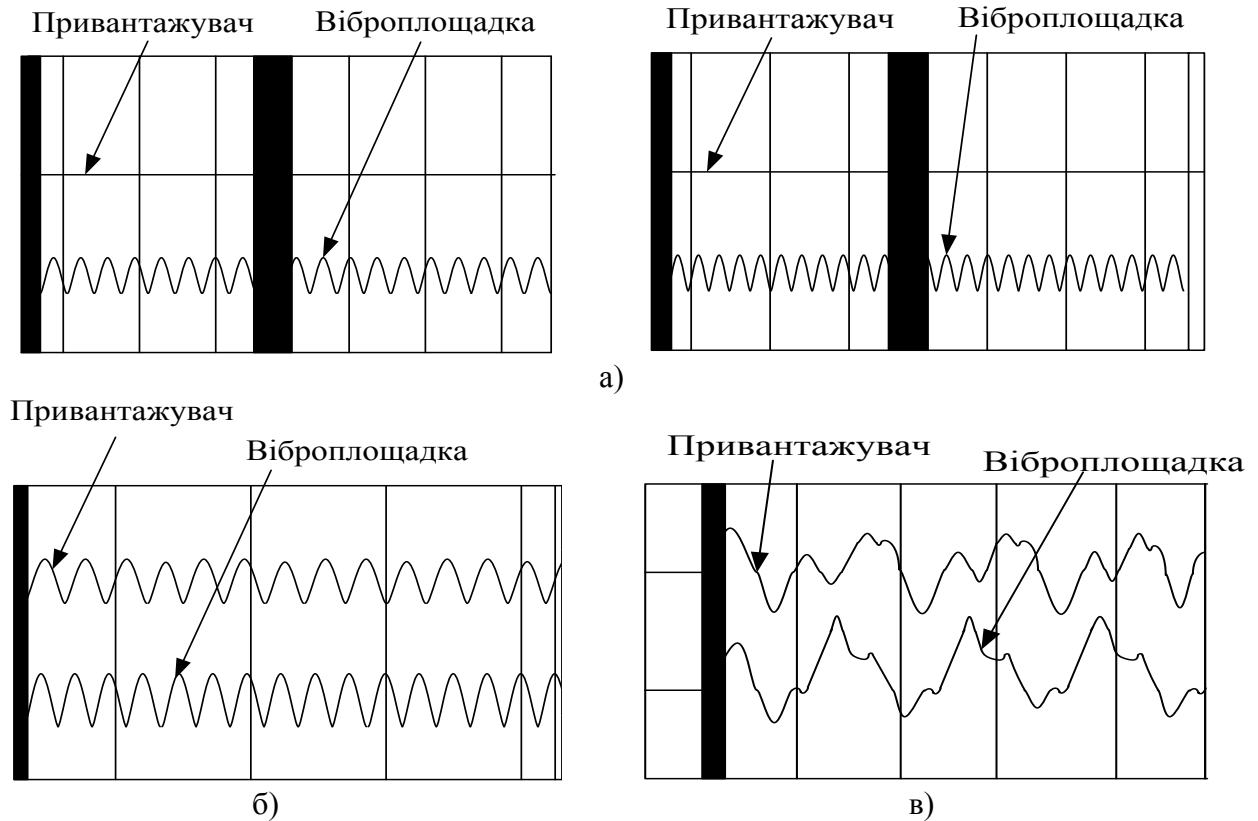


Рисунок 1. Осцилограми амплітуд коливань віброплощадки та привантажувача за відсутності(а) та наявності(б,в) привантажувача та зміні частоти.

Якщо при частоті $\omega = 129,5 \text{ c}^{-1}$ зберігається гармонічний характер, а амплітуда коливань робочого органу $x_v = 0,62 \text{ мм}$ та привантажувача $x_{пр} = 0,83 \text{ мм}$, то при частоті $\omega = 173,6 \text{ c}^{-1}$ бачимо ударний характер роботи системи «робочий орган – середовище – привантажувач». Амплітуди майже однакові та складають: $x_v = 1,11 \text{ мм}$ та $x_{пр} = 1,15 \text{ мм}$ (рис. 1,в). Подальше збільшення частоти ($\omega = 256,3 \text{ c}^{-1}$) призведе до стабілізації роботи динамічної системи з тією лише різницею, що амплітуда коливань віброплощадки більше за амплітуду коливань привантажувача: $x_v = 0,46 \text{ мм}$ та $x_{пр} = 0,27 \text{ мм}$ (рис. 1, а). Збільшення частоти до $\omega = 314 \text{ c}^{-1}$ (рис. 2) зменшує амплітуду коливань віброплощадки та привантажувача до значень: $x_v = 0,44 \text{ мм}$ та $x_{пр} = 0,24 \text{ мм}$ (рис. 2).

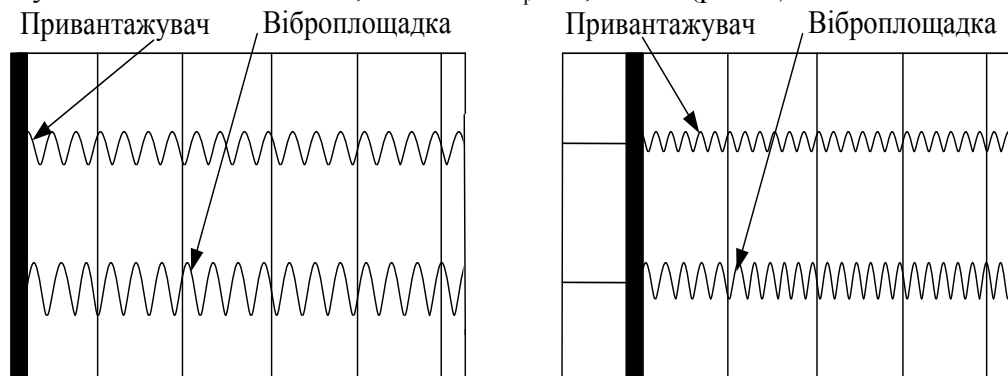


Рисунок 2. Осцилограми амплітуд коливань віброплощадки та привантажувача при збільшенні частоти.



За підсумками обробки низки осцилограм були побудовані залежності поміж зміною амплітуд коливань віброплощадки та привантажувача та питомим тиском привантажувача (рис.3-5).

На рис. 3 можна простежити зміну амплітуди коливань площадки в залежності від висоти виробу, що формується при різних величинах тиску привантажувача, а також за його відсутності.

При відсутності тиску привантажувача зі зростом висоти стовпа бетонної суміші спостерігається зменшення амплітуди віброплощадки та досягання мінімального значення в на висоті приблизно 0,24 м. Подальше збільшення висоти завантаження форми викликає зростання амплітуди робочого органу машини й на висоті 0,34 досягає максимуму, який перевищує амплітуду не завантаженої площадки майже в 1,3 рази.

Зміни амплітуди віброплощадки за наявності привантажувача багато в чому залежить від величини його тиску (рис. 3). Для малих висот стовпа суміші можна спостерігати спалахи амплітуд коливання. Для висоти стовпа суміші більше 0,3 м привантажувач зменшує амплітуду коливань по всьому діапазону збільшення тиску.

Характер зміни амплітуд зміщення віброплощадки та привантажувача для кожної висоти виробу, що формується досить різні (рис. 3 та 4).

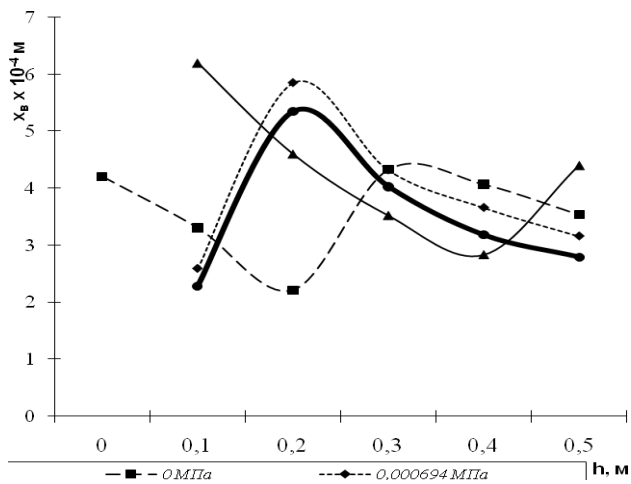


Рисунок 3. Залежність амплітуди коливань віброплощадки від висоти суміші.

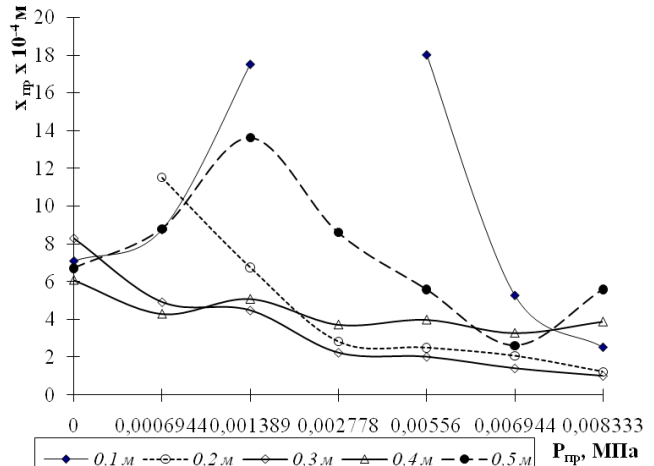


Рисунок 4. Залежність амплітуди коливань гравітаційного привантажувача від величини його тиску.

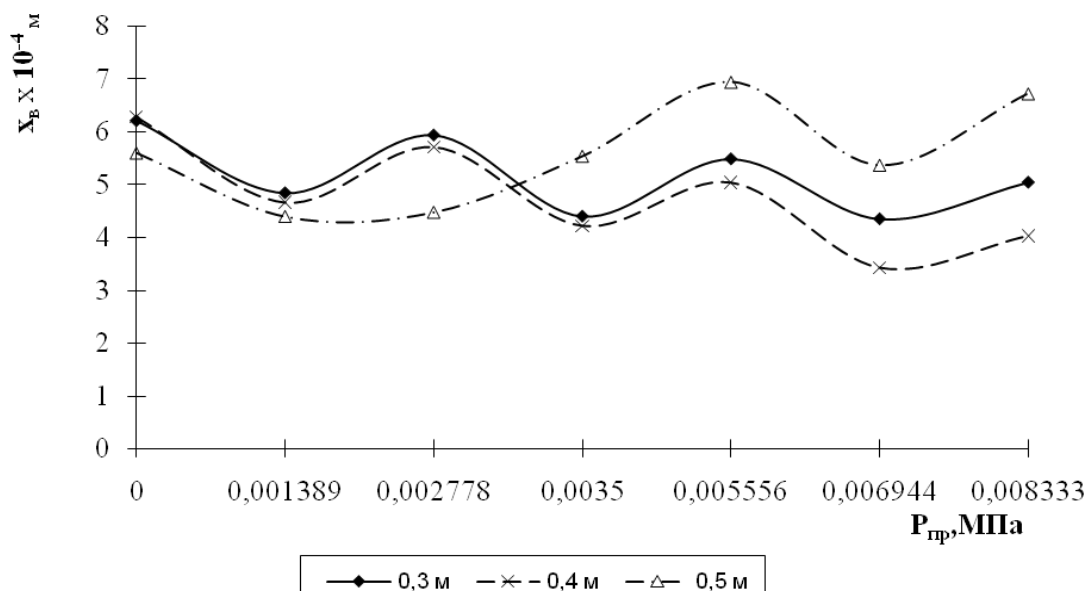


Рисунок 5. Залежність амплітуди коливань віброплощадки від тиску привантажувача.

Висновки. З вищенаведеного можна зробити висновок, що привантажувач значно впливає на динаміку площадки, а це у свою чергу дозволяє регулювати її амплітуду. При цьому аналіз [1-4] динаміки системи в цілому на різних висотах виробів і умовах дії привантажувача не розкриває механізм завершального етапу ущільнення. На наш погляд, це може бути пояснено розвитком під дією привантажувача додаткових дотичних напружень.

Саме таким впливом привантаження може бути розкрито й пояснено механізм до ущільнення в системі «віброплощадка-привантажувач».

Необхідно при уточненні фізико-механічних характеристик суміші на цьому етапі та взаємозв'язку між ними та параметрами привантажувача для врахування цього в уточненій методиці розрахунку системи.

Література

1. Назаренко И.И. Исследование сил сопротивления бетонной смеси колебаниям виброплощадок: автореф. дис. на получение науч. степени канд. техн. наук.:05.05.04/ Назаренко И.И. –К., 1975. - 20 с.
2. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках/ Шмигальский В.Н. - М.: Строиздат, 1968. – 104 с.
3. Шмигальский В.Н. Назначение величины пригрузки при уплотнении бетонных смесей на виброплощадках/ Шмигальский В.Н., Монастырский В.М., Кутько Б.П.// Исследования по строительным машинам: книга.[Тр. НИИЖБа] - Новосибирск, 1971. Вып 127. С. 5-27.
4. Косминський І.В. Вплив властивостей середовища на визначення параметрів привантаження./ Гарнець В.М., Косминський І.В. //Науково-технічний журнал “ Техніка будівництва”, Київ, КНУБА, №15, 2004, с.86 – 91.



УДК 62-192

А. Т. Свідерський, к.т.н. доцент КНУБА
М. М. Делембовський, асистент КНУБА

ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ МЕТОДІВ ОЦІНКИ НАДІЙНОСТІ ВІБРОМАШИН БУДІВЕЛЬНОЇ ІНДУСТРІЇ

АНОТАЦІЯ: Робота присвячена розгляду питань підвищення надійності вібромашин будівельної індустрії. Дослідженню підлягали вібромашини, які працюють в гармонійних та резонансних режимах роботи. Таким чином досліджуючи вібромайданчики необхідно визначити та обгрунтувати вибір розподілів щоб описати отримані експериментальні відмови.

Ключові слова: нормальний розподіл, логарифмічно нормальний розподіл, експоненціальний розподіл, розподіл Вейбулла, альфа- розподіл, бета- розподіл, гамма-розподіл, дифузійно-монотонний та дефузійно-немонотонний розподіл, рівномірний розподіл, трикутний розподіл, геометричний і гіпергеометричний розподіл, біноміальний розподіл, розподіл Пуассона.

АННОТАЦИЯ: Работа посвящена вопросам повышения надежности вибромашин строительной индустрии. Исследованию подлежали вибромашины, работающих в гармоничных и резонансных режимах работы. Таким образом исследуя виброплощадки необходимо определить и обосновать выбор распределений чтобы описать полученные экспериментальные отказы.

Ключевые слова: нормальное распределение, логарифмически нормальное распределение, экспоненциальное распределение, распределение Вейбулла, альфа-распределение, бета-распределение, гамма-распределение, диффузионно-монотонный и дефузийно-немонотонный распределение, равномерное распределение, треугольный распределение, геометрический и гипергеометрический распределение, биномиальное распределение, распределение Пуассона.

ANNOTATION: The work is devoted to the issues of improving the reliability vibromachines construction industry. The study covered vibration, working in harmony and resonance modes. Thus exploring vibromaydanchyky must identify and justify choice of distributions in order to describe the obtained experimental failure.

Keywords: normal distribution, lognormal distribution, exponential distribution, Weibull distribution, the distribution of alpha-, beta-distribution, gamma distribution, diffusion-monotone and non-monotone defuziyno-distribution, uniform distribution, triangular distribution, geometric and hypergeometric distribution, binomial distribution, the Poisson distribution.

Постановка проблеми. Вібраційні машини широко використовуються в будівельній індустрії при виготовленні бетонних та залізобетонних виробів. Ефективність їх роботи в значній мірі залежить від достатньо конкретного врахування діючих сил системи та надійність роботи елементів вібромашин. На даний момент часу практично відсутні роботи по розробці методів оцінки надійності вібромашин в різних режимах їх роботи. Однак, практика експлуатації вібромашинбудіндустрії засвідчує частий вихід із ладу деталей та вузлів цих машин, що значно знижує їх роботу здатність в передбачених технологією режимів роботи. В результаті такого положення відформовані вироби можуть бути бракованими. Тому неспівпадання розрахунків обумовлене неточними моделями, що відображають даний робочий процес.

Аналіз та результати досліджень. Важливе наукове і практичне завдання є підвищення якості і надійності вібромашин, а також ефективності їх експлуатації. Відмови вібромашин і обладнання виникають під впливом різноманітних факторів: діючих навантажень, агресивного середовища, несвоєчасного та неякісного технічного обслуговування і ремонту, помилок обслуговуючого персоналу та ін., внаслідок чого деталі і вузли піддаються зношуванню, деформації, утомленим впливам. Оскільки кожний фактор у свою чергу залежить від багатьох причин, то відмови елементів вібромашин відносяться до випадкових подій, а тривалість роботи до виникнення відмови - до випадкових величин. З теорії надійності відомо декілька десятків розподілів, за допомогою яких можливо описати отримані експериментальні данні відмов: нормальний, логарифмічно нормальний,

експоненціальний, Вейбулла, альфа-, бета- і гамма-розподіли, дифузійно-монотонний і дифузійно-немонотонний розподіли, рівномірний, трикутний, геометричний і гіпергеометричний, біноміальний, від'ємний біноміальний, поліноміальний, Гумбеля типу I, Пуассона, Релея та інші [5,6,7,8,9,10,11]. Вибір моделі відмов проводять на основі аналізу статистичних даних напрацювання до відмови. Однак не менш важливими стають інші вимоги: фізичність, яка враховує фізичну природу відмов; адекватність, тобто здатність достатньо точно описувати різні форми розподілів з будь-якими реальними значеннями коефіцієнту варіації, асиметрії і ексцесу; можливість виконання розрахунків надійності системи та її елементів; універсальність, яка полягає у багатообразності вирішуваних задач і, зокрема, здатності до операції згортки; практична придатність, яка включає в себе простоту аналітичних виразів для всіх необхідних характеристик розподілів і оцінки їхніх параметрів, а також зручність їхнього застосування при вирішуванні конкретних задач. Останні вимоги відповідають розподілам, які мають меншу кількість параметрів, а також таким, функції яких представлені широко відомими табульованими функціями.

Аналіз літературних джерел [5,6,7,8,9,10,11] і практика застосування розподілів при дослідженні надійності вібротрибу машин, що найбільш поширеними є застосування нормального розподілу, розподілу Вейбулла та експоненціального. Саме їх і покладено в основу розробки методики прогнозування часу напрацювання деталей та вузлів вібротрибу машин до відмови. Розглянемо основні особливості перелічених розподілів.

При нормальному розподілі випадкова величина теоретично може приймати будь-яке значення від $-\infty$ до $+\infty$ [12]. Оскільки час не має від'ємних значень, можливі значення випадкового часу безвідмовної роботи можуть бути тільки позитивними. Тому кількісні характеристики надійності розглядаються лише для усіченого нормального розподілу. Усічений нормальний розподіл випадкової величини виходить із нормального розподілу при обмеженні інтервалу можливих значень цієї величини. Характерним для нього є те, що інтенсивність відмов починається з нуля і зі збільшенням часу суттєво зростає, що свідчить про те, що потік відмов не є стаціонарним і має місце старіння елементів. В області малих значень часу старіння елементів несуттєво впливає на надійність, тому ймовірність безвідмовної роботи елементів машин зменшується незначно. Після тривалої експлуатації вібротрибу машини, відмови елементів якої мають нормальний розподіл, її надійність швидко зменшується, тому ймовірність безвідмовної роботи знижується.

Нормальний закон застосовується при поступовій зміні параметрів чи у тому випадку, коли частка раптових відмов дуже мала, тобто для деталей, які працюють у сприятливих умовах експлуатації. Він притаманний для опису поступових зносів відмов і має два параметри: форми t_{cp} і масштабу σ .

Точкова оцінка параметрів [12] становить

$$t_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^N t_i}{N}, \quad (1)$$

$$\sigma = \left[\frac{\sum_{i=1}^N (t_i - t_{cp})^2}{N - 1} \right]^{\frac{1}{2}}, \quad (2)$$

де t_i - статистичні дані напрацювання на відмову;
 N - розмір вибірки.



Коефіцієнт варіації V [12] дорівнює

$$V = \frac{\sigma}{t_{cp}}, \quad (3)$$

Розподіл Вейбулла відповідає ситуації руйнування самої слабкої ланки (елемента) деякої сукупності (системи, що складається з групи елементів), а також є достатньо гнучкою функцією, за допомогою якої добре вирівнювати різноманітну статистику відмов, в основному, механічних об'єктів. В одному з варіантів він також має два параметри: форми b та масштабу α і характеризується різноманітністю кривих інтенсивності відмов, при $b < 1$ вона монотонно убуває, при $b = 1$ є константою (розподіл Вейбулла переходить в експоненціальний розподіл), при $b > 1$ інтенсивність відмов монотонно збільшується. При значенні параметра форми $b = 3,25$ розподіл Вейбулла наближається до нормального розподілу. Розподіл Вейбулла може бути використаний як характеристика зміни надійності елементів машин з часом їх напрацювання.

Оцінки параметрів форми b та масштабу α [12] одержують із системи рівнянь

$$\begin{cases} N\alpha - \sum_{i=1}^N t_i^b = 0 \\ \frac{N}{b} + \sum_{i=1}^N \ln t_i - \frac{\sum_{i=1}^N t_i^b \ln t_i}{\alpha} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

Перше приближення значення b [12] можна одержати, вирішуючи систему рівнянь

$$\begin{cases} N\alpha - \sum_{i=1}^N t_i^b = 0 \\ t_{cp} = \alpha^{\frac{1}{b}} \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right) \end{cases} \quad (5)$$

де $\Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right)$ - гамма-функція [9].

Так методом послідовних наближень одержуються параметри форми b та масштабу

σ

Коефіцієнт варіації V дорівнює [12]

$$V = \left[\frac{\Gamma\left(1 + \frac{2}{b}\right)}{\Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right)^2} - 1 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

Експоненціальний розподіл характеризується постійною інтенсивністю відмов $\lambda = \frac{1}{t_{cp}}$ яка є параметром розподілу. Це означає, що ймовірність відмов не залежить

від того, скільки часу пропрацювала деталь до розглянутого моменту часу. Цей розподіл не враховує спрацювання та старіння і застосовується для складних систем, де можлива велика кількість відмов різних елементів із неоднаковою інтенсивністю. Розподіл має максимальну щільність ймовірності в момент включення, що характерно для низької якості виготовлення деталей та складальних одиниць машин, і не передбачає припрацювання деталей та вузлів і їхнє доведення. Експоненціальний розподіл застосовується для аналізу складних систем, які працюють у важких умовах під постійним технологічним навантаженням та кліматичним впливом. У більшості випадків він характерний для

раптових відмов і використовується частіше за інші при аналізі надійності. Розподіл характеризується простими формулами для розрахунку надійності. При $\lambda = const$ ймовірність безвідмовної роботи деталі протягом заданого часу не залежить від часу роботи, що значно спрощує розрахунки. Оцінка t_{cp} визначається за формулою (1).

Дифузійно-монотонний і дифузійно-немонотонний розподіли, які відомі у світовій практиці, відповідно, під назвою „розподілу Бірнбаума-Саундерса” і „оберненого розподілу Гауса”, застосовуються, в основному, при дослідженні електронної техніки [7]. Порівняно рідко на практиці використовуються бета - і гамма-розподіли, розподіл Релея та ін. Відсутність точних аналітичних виразів для основних характеристик надійності (математичного очікування, дисперсії та ін.) утруднює практичне використання альфа-розподілу.

Висновки:

1. Здійснення оцінки існуючих методів оцінки надійності машин динамічної дії.
2. Застосування розглянутих законів розподілу параметрів оцінки надійності потребує зібрання реальних даних напрацювання на відмову.

Література

1. А.С. Проников. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978 – 592 с.
2. А.С. Проников. Параметрическая надежность машин. – М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002 – 560 с.
3. І.І. Назаренко. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії: Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2007.
4. І.І. Назаренко. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999
5. Мкртумян В.С. Обеспечение надежности технологических систем и их элементов // Механизация и эксплуатация оборудования животноводческих ферм и комплексов, Сб. науч. тр./ СибВИМ.- Новосибирск, 1986
6. Аристов А.И., Волков Н.Н. Ремонтпригодность машин. -М.: Машиностроение, 1975.- 368 с.
7. ДСТУ 3004-95 Надійність техніки. Методи оцінки показників надійності за експериментальними даними.-Введ. 25.01.1995. - 124 с.
8. Шор Я.Б. Статистические методы анализа и контроля надежности. - М.: Сов. радио, 1962. - 552 с.
9. Груничев А.С. Таблицы для расчета надежности при распределении Вейбулла.- М.: Изд-во стандартов, 1974. - 64 с.
10. Шор Я.Б., Кузьмин Ф.И. Таблицы для анализа и контроля надежности. - М.: Сов. радио, 1968. - 228 с.
11. ГОСТ 27.005-97. Межгосударственный стандарт. Надежность в технике. Модели отказов. Основные положения. Введ. с 01.01.1999. - М.: Изд-во стандартов, 1999. - 43 с.
12. Справочник по надежности. Т.1 /Пер. с англ., Под ред. Б.Р.Левина. - М.: Мир, 1969. - 339 с.



УДК 666.97.003.16

М.П. Нестеренко, к.т.н., доцент

Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка

РОЗРАХУНОК ФУНДАМЕНТІВ ДЛЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПЛОЩАДОК ІЗ ПРОСТОРОВИМИ КОЛИВАННЯМИ РОБОЧОГО ОРГАНА МЕТОДОМ СКІНЧЕНИХ ЕЛЕМЕНТІВ

АНОТАЦІЯ. Наведено методику розрахунку фундаментів для вібраційних площадок із просторовими коливаннями методом скінчених елементів за вибраною розрахунковою схемою на основі програмного пакету програмного комплексу Plaxis 7.2”.

Ключові слова: вібраційна площадка, метод скінчених елементів, вимушуюча сила, фундамент.

АННОТАЦИЯ. Приведена методика расчета фундаментов для вибрационных площадок с пространственными колебаниями методом конечных элементов за выбранной расчетной схемой на основе программного пакета программного комплекса Plaxis 7.2”.

Ключевые слова: вибрационная площадка, метод законченных элементов, вимушуюча сила, фундамент.

ANNOTATION. The method of calculation of foundations is resulted for vibration grounds with spatial vibrations by the method of eventual elements after the chosen calculation chart on the basis of programmatic package of programmatic complex Plaxis 7.2”.

Keywords: vibration platform, method of eventual elements, revolting force, foundation.

Постановка проблеми у загальному вигляді та її зв'язок із важливими практичними завданнями. У сучасних умовах будівництва залізобетонні вироби користуються попитом. Промисловістю України та країн СНД віброформування обладнання серійно не випускається, і підприємства змушені самостійно його поповнювати в умовах дефіциту металу та комплектуючих виробів. Досить розповсюджене розроблене у ПолтНТУ вібраційне обладнання [1] з просторовими коливаннями робочого органа, яке постійно вдосконалюється.

Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми. Вібрації впливають на ріст деформацій і осадок як самих фундаментів машин, так і споруд розташованих поблизу. Вібрації і шум утруднюють технологічні процеси і чинять шкідливий фізіологічний вплив на людей, підвищуючи втомлюваність працюючих. Головним заходом боротьби з вібраціями являється вірне влаштування фундаментів під машини, що можливе при наявності науково обґрунтованих методів проектування таких фундаментів.

Метою даної роботи є розроблення методики розрахунку фундаментів для вібраційних площадок із просторовими коливаннями методом скінчених елементів за вибраною розрахунковою схемою на основі програмного пакету програмного комплексу Plaxis.

Виклад основного матеріалу дослідження. Визначення амплітуд вимушених і вільних коливань фундаменту або окремих його елементів проводиться роздільно за напрямками і відповідними частотами [2, 3]. Фундаменти під формувальні машини піддаються навантаженням, (амплітуди вертикальних коливань не перевищують амплітуди горизонтальних коливань). Для нормальних умов експлуатації машин та фундаментів амплітуди коливань повинні задовольняти умову [2].

$$A \leq A_{\text{доп}} \quad (1)$$

де A – найбільша амплітуда коливань фундаменту, що визначається розрахунком чи вимірюванням;

$A_{\text{доп}}$ – гранично допустима амплітуда коливань фундаменту [2].

При дії динамічних навантажень основа приймається лінійно-деформованою, ідеально пружно-в'язкою і позбавленою маси (неврахування інерції). В'язкість основи зумовлена демпфіруючими властивостями ґрунту.

Фундаменти під такі формувальні машини для виробництва збірного залізобетону слід проектувати масивними у вигляді блоків. У таких машинах застосовуються гумометалеві пружні опори.

Вихідними даними для розрахунку є: вертикальне статичне навантаження $P_{в ст.}$, вертикальне динамічне навантаження $P_{в д.}$, горизонтальне динамічне навантаження $P_{г д.}$, обертальний момент від роботи вібратора M , частота коливань.

Виклад основного матеріалу дослідження. Розрахунок фундаменту проводимо методом скінчених елементів за допомогою програмного пакету Plaxis 7.2 [4, 5], який призначений для визначення деформацій та стійкості геотехнічних споруд. Проектування геотехнічних споруд вимагає складання дискретних моделей для моделювання нелінійної реологічної поведінки ґрунту. Оскільки ґрунт є багатошаровим матеріалом, який складається із декількох фаз, необхідні спеціальні розрахунки для моделювання гідростатичного та негідростатичного порового тиску в ґрунті. Plaxis 7.2 володіє спеціальними можливостями для роботи з багатьма аспектами складних геотехнічних споруд, він може бути застосований для вирішення більшості задач у сфері традиційної механіки ґрунтів. Він охоплює питання закладення та спорудження фундаментів, земляних робіт (влаштування котлованів, траншей тощо), будівництва підпірних стін, розрахунку стійкості відкосів, розрахунків дорожнього насипу. Програмний комплекс має всі можливості вводу-виводу інформації на екран у зручному для користувача інтерфейсі (у табличній чи графічній формі за допомогою графіків та рисунків).

У постановці пружно-пластичної задачі прийняті наступні передумови:

–враховані прояви нелінійності містять пластичну деформацію формозміни при складному напруженому стані, безперешкодне деформування при розтязі, зсув по заданій поверхні;

–при складному напруженому стані (стиску зі зсувом) загальні деформації включають в себе лінійну (пружну) та пластичну частини, причому пластична складова деформацій виникає після досягнення напруженим станом граничної міцності і відповідності з умовою Мора-Кулона для плоскої задачі

Для моделювання шарів ґрунту й інших груп (кластерів) при розрахунку вибираємо трикутні елементи з 6 або 15 вузлами (рис. 1). За умовчанням використовуються 15-вузлові трикутники. Це забезпечує для переміщень інтерполяцію четвертого порядку і використовує чисельну хінтеграцію по дванадцяти гауссовських точках напружень. У разі 6-ти вузлових трикутників має місце інтерполяція другого порядку, а інтеграція проводиться по трьох точках напружень. Тип елементів для структурних елементів і контактних поверхонь автоматично вибираються з умови сумісності з типом елемента ґрунту.

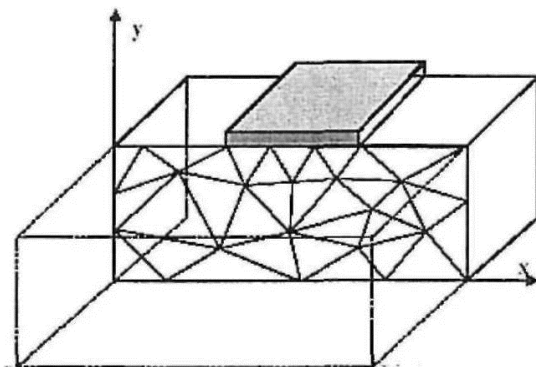


Рисунок 1. Приклад розрахункової схеми при обчисленні за програмним комплексом PLAXIS.

Як показує досвід, 15-вузловий трикутник є дуже точним елементом, який забезпечує високий ступінь надійності розрахунків напружень у складних випадках. Проте використання 15-вузлових трикутників потребує значних витрат пам'яті, уповільнює роботу системи і знижує її ефективність. Тому на практиці, за умови використання достатньої кількості елементів, застосовують трикутні 6-ти вузлові елементи, що дає задовільні результати для стандартних деформаційних задач.



Один 15-ти вузловий елемент може бути представлений з'єднанням чотирьох 6-вузлових елементів (оскільки загальне число вузлів і точок напружень рівне). Проте, один 15-ти вузловий елемент ефективніший, ніж чотири 6-вузлові елементи [3].

Для зв'язку напружень і пружних деформацій у розрахунках використано закон Гука.

Нелінійна пружно-пластична модель за умовою Мора – Кулона дає змогу з більшою точністю описати поведінку ґрунту при статичних і динамічних навантаженнях, але через складності математичного апарату застосовується лише у розрахунках на ПЕОМ. При дослідженні динамічних характеристик та осідань фундаментів із використанням такого програмного комплексу першим кроком після побудови розрахункової схеми було проведення обчислень від дії статичного навантаження, наступним кроком – динамічний розрахунок. При розрахунку розглядається плоска задача [6].

Загальний ітераційний процес може бути описаний як

$$K^i \delta u^i = f_{ex}^i - f_{in}^{i-1}, \quad (2)$$

де K – матриця жорсткості;

δu – вектор приросту переміщення;

f_{ex} – вектор зовнішньої сили;

f_{in} – вектор внутрішньої реакції.

На початку ітераційного процесу формується вектор вузлових сил. Елементами цього вектора є значення вузлових сил.

Основне рівняння руху від впливу динамічного навантаження, що залежить від часу дії навантаження,

$$M\ddot{u} + C\dot{u} + Ku = F, \quad (3)$$

де M – матриця мас;

u – переміщення;

C – матриця затування;

K – матриця жорсткості;

F – сума діючих сил.

З неявним інтегруванням рівняння (3), яке містить час $t + \Delta t$ отримуємо

$$M\ddot{u}^{t+\Delta t} + C\dot{u}^{t+\Delta t} + Ku^{t+\Delta t} = F^{t+\Delta t}. \quad (4)$$

У такій формі рівняння застосовано для розрахунку амплітуд коливань і осідань фундаментів машин. Різниця між статичним розрахунком у додаткових величинах для маси і затування. Вирази у правій частині рівняння містять додаткові значення першої та другої похідної від вібропереміщення на початку часового кроку (час Δt) [6].

При проведенні геотехнічних розрахунків необхідна наявність основних ґрунтових моделей для імітації нелінійної і нестационарної поведінки ґрунтів. При цьому слід обов'язково враховувати і сам субстрат ґрунту як такий, гідростатичний і негідростатичний поровий тиск в ній. Таким чином, основний акцент робиться саме на взаємодії ґрунту і тих споруд, які можуть бути зведені на даній ділянці.

Уведення геометрії шарів ґрунту, конструкції, навантажень і граничних умов базується на САД-процедурах креслення, які забезпечують докладне і точне моделювання реальної ситуації. Для введення геометрії в PLAXIS представлені такі елементи, як балка, шарнір, анкери, граничні умови, навантаження, які використані при побудові розрахункової схеми фундаменту вібромашини [3].

Із створеної геометричної моделі програма в автоматичному режимі генерує неструктуровану звичайно-елементну сітку з можливістю глобальної і локальної зміни її густини. Використання в моделі елементів високого порядку корисно для рівномірного розподілу напружень у ґрунті і точного прогнозу неприпустимих навантажень.

Для кожного шару ґрунту можна виділити різні рівні ґрунтових вод. Більш того, поровий тиск у шарі інтерпольований від порового тиску у суміжних шарах ґрунту.

При виконанні розрахунків PLAXIS запущений у режимі автоматичного вибору кроку величини і кроку часу. Це дозволяє уникнути вибору відповідного приросту навантаження для розрахунків пластичності, що гарантує ефективність і точність процесу обчислень.

Пружно-пластична модель основана на умові Мора – Кулона базується на таких параметрах, як: модуль пружності та коефіцієнт Пуассона, кут φ і питоме зчеплення.

Загальні деформації включають лінійну (пружну) і пластичну частини, причому пластична складова деформацій виникає після досягнення напруженим станом межі пропорційності (текучості, міцності).

Основний принцип при використанні даної моделі основи – деформації і напруження мають пружну і пластичну частину

$$\bar{\varepsilon} = \bar{\varepsilon}^e + \bar{\varepsilon}^p. \quad (5)$$

де ε – загальна деформація; ε^e , ε^p – пружна і пластична частина деформації [2].

Обраховано значення максимальної амплітуди коливань фундаменту в точках А, В, С. Для визначення амплітуд вібропереміщень використано 150 – 200 додаткових кроків розрахунку. Проведено дослідження амплітуди коливань фундаменту вібромашини від кількості елементів у площі обмеженій розрахунковою схемою (рис. 2).

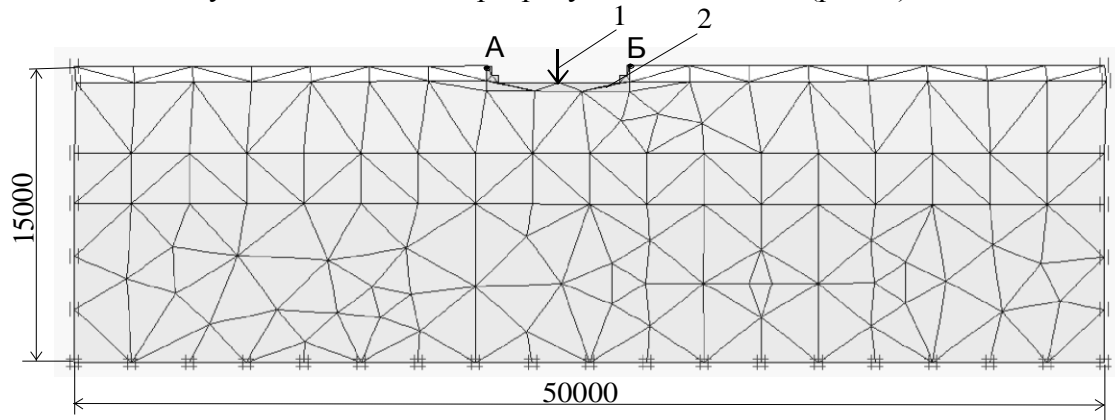


Рисунок 2. Розрахункова схема для обчислення амплітуд коливань фундаменту вібромашини: 1- вертикальне динамічне навантаження; 2- фундамент вібромашини.

Досліджено можливість врахування тріщин за допомогою чисельного методу. Плоска розрахункова схема розміром 15×50 м являла собою сітку елементів. За методом скінченних елементів побудовано ізополя амплітуд коливань фундаменту вібромашини (рис. 3.). Максимальне значення амплітуди коливань фундаменту становить близько $0,26 \cdot 10^{-3}$ м. Що при порівнянні значень визначених за допомогою методу скінченних елементів показало задовільну збіжність результатів розрахунку.

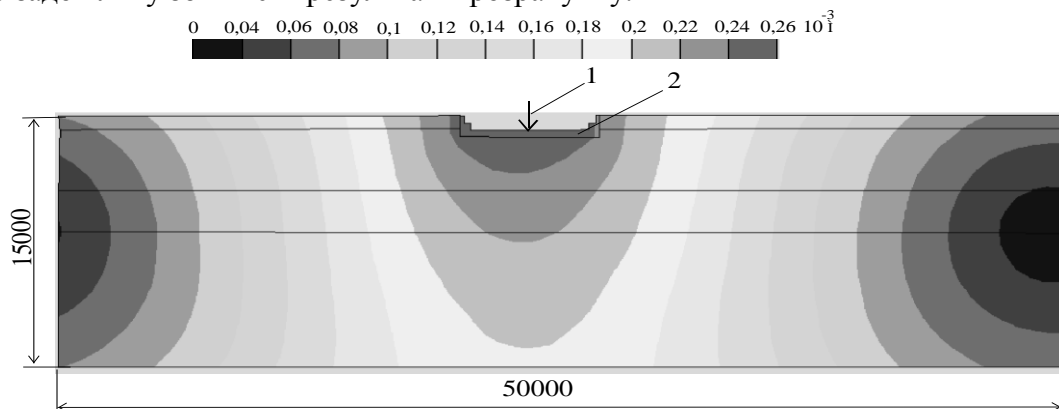


Рисунок 3. Ізополя амплітуд коливань фундаменту вібромашини: 1- вертикальне динамічне навантаження; 2- фундамент вібромашини.



Висновок. Запропонована методика розрахунку фундаментів для вібраційних площадок із просторовими коливаннями методом скінчених елементів за вибраною розрахунковою схемою на основі програмного пакету програмного комплексу Plaxis 7.2 дозволить проектувати фундаменти для конкретних ґрунтів.

Література

1. Нестеренко М. П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). –Полтава: ПолтНТУ, 2005. –Вип. 16. –С.177-181.
2. Фундаменты машин с динамическими нагрузками: СНиП 2.02.05–87.– [Действующий с 1985–01–01]. – М.: ЦИТП Госстроя СССР, 1988. – 32 с.
3. Руководство по проектированию фундаментов машин с динамическими нагрузками. – М.: Стройиздат, 1982. - 207 с.
4. Патронова О.С. PLAXIS – инструмент инженера-геотехника. Примеры расчетов // CADmaster №13/3.2002 (июль-сентябрь) –С. 62-65.
5. Першина С. В. PLAXIS – Программный пакет для расчета деформаций и устойчивости геотехнических сооружений методом конечных элементов / С. В. Першина, А. В. Слободяник // Зб. наук. праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ ім. Юрія Кондратюка, 2003. – Вип. 12. – С. 158 – 163.

УДК 534

Б.В.Корнійчук, доцент КНУБА

ОЦІНКА ПРУЖНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ БЕТОННОЇ СУМІШІ ПРИ УЩІЛЬНЕННІ ЇЇ НА ВІБРОУСТАНОВЦІ З ВЕРТИКАЛЬНИМ РОЗТАШУВАННЯМ ЗБУДНИКІВ КОЛИВАНЬ

АНОТАЦІЯ. Проведена оцінка пружно-деформованого стану бетонної суміші при ущільненні її на віброустановці з вертикальним розташуванням збудників коливань.

АННОТАЦИЯ. Проведенная оценка упруго-деформированного состояния бетонной смеси при уплотнении ее на виброустановке с вертикальным расположением возбудителей колебаний.

ANNOTATION. Conducted estimation of the resiliently-deformed state of concrete mixture at the compression of her on vibrosetting with the vertical location of causative agents of vibrations.

Актуальність роботи. Залізобетонні кільця займають цільне місце в будівництві і є одним із найбільш поширеним виробом. Виходячи із загальної схеми виробу, що являє собою конструкцію, в котрій співвідношення висоти виробу до його діаметру є величини одного порядку, а товщина кільця складає 8 – 10 мм і тому в загальному підході такі вироби відносяться до трубчастих. Трубчасті вироби виготовляються достатньо широкою гамою методів: статичним, динамічним та змішаним (статично-динамічним).

Дослідження напружено-деформованого стану бетонної суміші при дії на неї динамічних та статичних навантажень відкриває можливість для визначення параметрів віброустановки.

Методика та результати досліджень. Визначення основних параметрів вібраційних установок: амплітуди коливань, часу ущільнення, тиску присвячено ряд робіт [1-7].

Тиск p_d в роботі [3] визначається:

$$p_d = \frac{m_o \cdot \omega^2 \cdot X_{p.o.}}{S} \cdot \sqrt{1 + (2 \cdot \xi \cdot r)^2} \cdot \aleph, \quad (1)$$

де: m_o – маса бетонної суміші; ω – кутова частота вимушених коливань; $X_{p.o.}$ – амплітуда коливань робочого органу; S – площа перерізу суміші на якій визначається тиск; ξ – безрозмірний коефіцієнт згасання коливань; r – співвідношення вимушених (ω) і власних (ω_0) частот коливань; $\aleph = \frac{X_c}{X_{p.o.}}$ – відношення амплітуди коливань суміші до амплітуди робочого органу.

Правомочність формули (1) перевірялося в роботі [3] двома способами: порівнянням числових значень тиску дійсних і розрахункових, і способом співставлення коефіцієнтів в'язкого опору, що визначаються із рішення рівнянь вимушених гармонійних коливань з урахуванням в'язкого опору бетонної суміші і добротності піка в зоні резонансу. В цитуємії роботі [3] відмічається, що фактичні значення тиску бетонної суміші на елементи форми (експерименти проводилися на вібротрампаді з формою, що мала висоту $h = 0,4-0,5$ м на бортах якої встановлювалися датчики тиску) співпадають і навіть перевищують розрахункові значення за умови, як вказує автор роботи [3], без урахування коефіцієнта динамічності:

$$k_d = \sqrt{1 + (2 \cdot \xi \cdot r)^2} \cdot \aleph.$$

За континуальною моделлю можна відмітити дві залежності – для частотозалежного і частотонезалежного опору бетонної суміші. Для частотозалежного опору [4,7] формула для визначення напруження має вигляд:

$$\sigma = E \cdot \xi + \eta \cdot \dot{\xi}, \quad (2)$$



де E , ξ і η – модуль пружності, деформація і коефіцієнт в'язкості;

$$E = \frac{\rho \cdot \omega^2 \cdot (K^2 - \alpha^2)}{\sqrt{(K^4 - \alpha^4)^2 + 4 \cdot K^2 \cdot \alpha^2 \cdot (\alpha^2 + K^2)^2}}; \quad \eta = 2 \cdot E \cdot \frac{\alpha}{c \cdot (K^2 - \alpha^2)};$$

K – хвильове число $\left(K = \frac{\omega}{c}\right)$; ρ – щільність, λ – довжина хвилі; c – швидкість розповсюдження хвиль; α – коефіцієнт згасання.

Середні значення для частоти коливань $\omega = 314 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ мають значення [7]

$$\rho = 2000 \dots 2400 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}; \quad \lambda = 90 \text{ см}; \quad c = 46 \frac{\text{м}}{\text{с}}; \quad \alpha = 0,01 \text{ см}^{-1}; \quad E = 45 \cdot 10^6 \frac{\text{дан}}{\text{см}^2}; \quad \eta = 4,5 \cdot 10^4 \text{ нз}.$$

При частотнезалежному опорі [1] формула для визначення напруження має вигляд:

$$\sigma = E \cdot \xi + i \cdot E \cdot \xi \cdot \gamma \quad (3)$$

де i – уявна одиниця, що вказує на поворот вектора непружної складової $E \cdot \xi \cdot \gamma$ відносно пружної $E \cdot \xi$ на кут $\frac{\pi}{2}$. Формула (3) для отримання тиску в зоні контакту приводиться до

$$\text{виду [1]:} \quad \sigma = \frac{m_c \cdot X_c \cdot \omega^2}{S} \cdot \sqrt{a^2 + d^2},$$

де a , d – хвильові коефіцієнти:

$$a = \frac{\alpha \cdot \text{Sh}2\alpha \cdot h + \beta \cdot \sin2\beta \cdot h}{h \cdot (\alpha^2 + \beta^2) \cdot [ch2\alpha \cdot h + \cos2\beta \cdot h]}, \quad (4); \quad d = \frac{\alpha \cdot \sin2\beta \cdot h - \beta \cdot \text{Sh}2\alpha \cdot h}{h \cdot (\alpha^2 + \beta^2) \cdot [ch2\alpha \cdot h + \cos2\beta \cdot h]}; \quad (5)$$

$$\alpha = \frac{\omega}{c} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2} - 1}{2 \cdot (1+\gamma^2)}}, \quad (6); \quad \beta = \frac{\omega}{c} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2} + 1}{2 \cdot (1+\gamma^2)}}; \quad (7)$$

де c – швидкість розповсюдження хвиль в стовпі суміші висотою h ; γ – коефіцієнт опорі.

У якості розрахункової приймається формула (3) із допущеннями, що хвильові явища в площі дії віброоргану відсутні, оскільки товщина виробу є незначною у порівнянні із довжиною хвилі, а в такому випадку [1] таке припущення є справедливим. Отже для визначення тиску в зоні дії силового навантаження визначається амплітуда коливань X_c ,

переріз S і маса m'_c на яку діє це навантаження. Співвідношення $\frac{\omega}{c}$ приймається за даними робіт [1,7], що мають експериментальне підтвердження.

Вплив бетонної суміші оцінювали за результатами дослідів шляхом порівняння амплітуд коливання незавантаженої форми і завантаженої в сталому режимі, виходячи із передумови, що віброустановка є системою із однією ступінню вільності. За таких умов амплітуда вимушених коливань віброустановки без суміші визначалася за результатами вимірів із сумішшю і без них.

Основна ідея при визначенні конструкції установки [8] полягала в намаганні наблизити її до можливої реалізації, заявленої в патенті [9] щодо перевірки ефективності зміни діючої сили по висоті установки, що дає рівний розподіл амплітуди коливань по висоті стовпа суміші і отримати допоміжний ефект ущільнення завдяки появі деякого моменту по діаметру кільця, який полегшує переміщення частинок суміші збільшуючи таким чином рівно щільність виробу по його висоті.

В результаті проведених експериментальних досліджень було встановлено характер руху установки та числові значення амплітуд горизонтальних і вертикальних коливань (табл. 1 і табл. 2).

Перша серія дослідів виконувалася з метою оцінки зміни амплітуди коливань по висоті форми та визначити вплив маси бетонної суміші на амплітуду коливань.

Таблиця 1.

Числові значення горизонтальних амплітуд коливань по висоті форми.

№ серії дослідів	№ досліду	Точка заміру амплітуди, A_i , мм					
		A_1	A_2	A_3	A_4	A_5	A_6
I	1	0,41	0,43	0,44	0,5	0,55	0,58
	2	0,35	0,4	0,43	0,47	0,5	0,57
	3	0,3	0,34	0,36	0,38	0,45	0,51
	4	0,25	0,28	0,31	0,36	0,42	0,45
II	1	0,37	0,41	0,47	0,52	0,54	0,56
	2	0,38	0,42	0,44	0,48	0,53	0,54
	3	0,46	0,48	0,51	0,5	0,56	0,6
	4	0,45	0,5	0,52	0,55	0,52	0,54
	5	0,45	0,48	0,51	0,54	0,58	0,62
III	1	0,5	0,52	0,55	0,58	0,61	0,64
	2	0,45	0,47	0,51	0,53	0,58	0,6
	3	0,43	0,48	0,54	0,58	0,61	0,62
	4	0,4	0,45	0,47	0,5	0,54	0,57
	5	0,37	0,41	0,45	0,48	0,51	0,53

Таблиця 2.

Числові значення вертикальних амплітуд коливань по висоті форми.

№ серії дослідів	№ досліду	Точка заміру амплітуди, мм				
		X_1	X_2	X_3	X_4	X_5
I	1	0,15	0,17	0,19	0,22	0,25
	2	0,14	0,16	0,18	0,20	0,21
	3	0,12	0,13	0,15	0,17	0,19
	4	0,1	0,11	0,12	0,13	0,14
II	1	0,17	0,18	0,19	0,21	0,22
	2	0,18	0,17	0,16	0,19	0,21
	3	0,19	0,20	0,20	0,21	0,22
	4	0,20	0,21	0,23	0,22	0,24
	5	0,21	0,22	0,23	0,23	0,25
III	1	0,2	0,23	0,24	0,25	0,27
	2	0,18	0,19	0,20	0,21	0,22
	3	0,16	0,17	0,19	0,20	0,20
	4	0,17	0,18	0,20	0,21	0,24
	5	0,15	0,16	0,17	0,18	0,19

Відмічено, що із збільшенням часу вібрації (перший дослід замірявся на 10 с. ущільнення з амплітудою коливань $A_{сер} = \sum_{i=1}^6 \frac{A_i}{6} = 0,485$ мм) амплітуда коливань дещо зменшується і на завершальній стадії замірів ($t_{ви} = 60$ с) середня амплітуда коливань в першій точці складає величину $A_{сер} = 0,345$ мм. Різниця амплітуд коливань має величину 0,12 мм, що складає 35% від кінцевого значення амплітуди коливань. Зменшення амплітуди коливань для даного дослідження очевидно пояснюється двома обставинами. Перше, це збільшення впливу маси суміші із збільшенням щільності, а по друге – такий характер зміни пояснюється тим, що віброустановка для даної серії дослідів працює в зарезонансному режимі. Розрахунки за першою серією досліджень підтверджують ідентичність зміни поведінки установки для всіх точок, де здійснювалися заміри.

Значення амплітуди вертикальних коливань заміряли на дні форми (X_1) (основа віброустановки), на висоті розташування першого вібратора (X_2), між першим і другим вібратором (X_3) на висоті розташування другого вібратора (X_4) і на верхній частині



форми (X_5). На відміну від горизонтальних амплітуд коливань характер розподілу не є стабільним і характерним як для горизонтальних амплітуд. Так, амплітуда коливань на основі форми – характер зміни ідентичний до горизонтальних, тобто по мірі ущільнення амплітуда вертикальних коливань дещо зменшується від значень $X_1 = 0,15$ мм (1^й дослід) до значення $X_2 = 0,1$ мм (див. табл.2). Така зміна пояснюється збільшенням навантаження від ущільнюючого середовища. В той же час для другої серії дослідів в точці дії першого віброзбудника (X_2) немає чіткого характеру зміни амплітуди коливань: для першого досліді $X_2 = 0,18$ мм, а для другого досліді цієї серії маємо зменшення амплітуди коливань до значення $X_2 = 0,17$ мм. Подібна зміна відмічається для точок X_4 і X_5 для дослідів 3 і 4 третьої серії: $X_4 = 0,21$ мм (2^й дослід) і $X_4 = 0,20$ (3^й дослід). Пояснити таку зміну амплітуди коливань можна за рахунок складних форм коливань в зоні двох віброзбудників коливань. Щодо числових значень амплітуд вертикальних коливань, то варто відмітити, що їхнє значення має бути в межах $X_g = 0,18...0,22$ мм, що для просторових коливань така величина є достатньою для задовільного ущільнення бетонної суміші при наявності горизонтальних коливань в межах $X_2 = 0,4...0,55$ мм.

За результатами цих дослідів було розраховано напружено-деформований стан кільця та визначено методику розрахунку експериментальних параметрів віброустановки.

Висновки.

1. Вибрано і обґрунтовано методики визначення параметрів напружено-деформованого стану бетонної суміші при ущільненні її на віброустановці з вертикальним розташуванням збудників коливань із змінними та розподіленими параметрами.

2. Отримані експериментально-аналітичним шляхом числові значення тиску в середній частині форми змінюються в невеликих межах (відхилення складає величину 9...11 %) і мають числові значення $1,1...1,4 \frac{H}{\text{см}^2}$. Визначені сили тертя об борта форми, вплив кута зсуву фаз між дебалансами вібраторів та амплітуду коливань на тиск, на енергію установки. Виявлено, що при куті зсуву фаз $\frac{\pi}{2}$ між дебалансами забезпечується найбільш ефективний режим ущільнення.

Література

1. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-ге видання). –К.: Видавничий дім «Слово», 2010, -440 с.
2. Гусев Б.В., Деминов А.Д., Крюков Б.И. и др.. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей. –М.: Стройиздат, 1982, -152 с.
3. Карамзин В.Е., Синева Е.А. Взаимодействие бетонной смеси с формой при вибрационном уплотнении // Новые представления о работе поддонов формы. –М.: НИИЖБ, ВУМ –Прага, 1972, с. 80-92.
4. Шмыгальский В.Н. Виброуплотнение бетонных смесей. –В кн.: Технологическая механика бетона. –Рига, РПИ, 1985, с. 115-127.
5. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. –Л.: Стройиздат, 1976, -128 с.
6. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. К.: Высш. шк., 1987, -168 с.
7. Файтельсон Л.А., Бриедис И.П. Определение коэффициента затухания в бетонной смеси. // Исследование по бетону и железобетону. –Рига, вып. 8.
8. Корнійчук Б.В. Експериментальні дослідження робочих параметрів віброустановки з вертикальним розташуванням збудників коливань / Корнійчук Б.В. // Техніка будівництва. – 2009. – №23. – С. 43-52.
9. Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Корнійчук Б.В. Корчагін М.М. Установка для формування трубчастих виробів з бетонних сумішей. Патент на корисну модель. UA 25881 U, Бюл. №13, 2007.

УДК 621.928.23

С.В. Орищенко, к.т.н., доц. КНУБА

ПЕРСПЕКТИВНІ КОНСТРУКЦІЇ ВІБРАЦІЙНИХ ГРОХОТІВ ДЛЯ СОРТУВАННЯ БУДІВЕЛЬНИХ МАТЕРІАЛІВ

АНОТАЦІЯ. Здійснено огляд та аналіз перспективних конструкцій машин для сортування матеріалів та їхні конструктивні відмінності.

Ключові слова: перспективні, грохот, сортування, фракції.

АНОТАЦИЯ. Осуществлен обзор и анализ перспективных конструкций машин для сортировки материалов и их конструктивные отличия

Ключевые слова: перспективные, грохот, сортирование, фракции.

ANNOTATION. A survey and analysis of the perspective structures machinery for sorting of materials and their structural differences.

Keywords: advanced, crashing, screening, faction.

Актуальність проблеми. В сучасному будівництві зросли вимоги до якості заповнювачів бетонних виробів, що обумовлено підвищенням загальної якості, особливо каркасно-монолітного будівництва. Значний вплив на якість заповнювачів здійснює фракційний склад, який визначається машинами для сортування заповнювачів.

Мета роботи. Метою дослідження є оцінка та аналіз існуючих машин для сортування заповнювачів бетонних виробів для визначення перспективних конструкцій.

Виклад основного матеріалу. На сьогоднішній день зросли вимоги до будівельних машин, тому що вони є дуже енергоємними, та не відповідають сучасним вимогам будівництва монолітних споруд. Перспективні машини які сьогодні випускаються на ринку, та розробляються вченим, задовольняють вимогам сьогодення, так як в них зменшена енергоємність процесу сортування, підвищена точність розподілу матеріалу на відповідні фракції, підвищена ефективність та продуктивність, та значно зменшена матеріалоемність конструкції.

Одним із таких перспективних грохотів є пружинний грохот. Основні розробки по створенню пружинних грохотів. Технологічні машини даного типу знайшли широке використання на російських і зарубіжних підприємствах.

Пружинні грохоти налічують більше 40 різних типів, захищених багатьма чисельними патентами і авторськими свідоцтвами. Основним робочим органом даної машини є циліндрична пружина (рис.1.) [4].

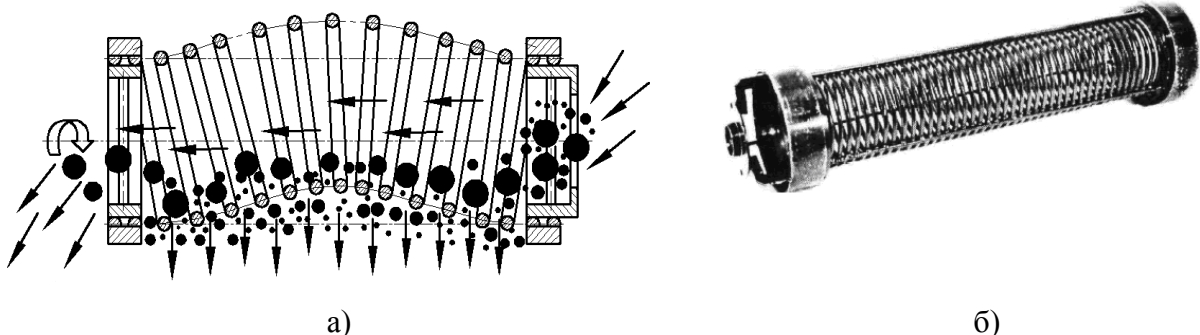


Рисунок 1. Пружинний грохот: а-структурна схема; б-загальний вигляд.

До перспективних конструкцій машин для розділення матеріалу на певні фракції відноситься класифікатор (рис.2.) [1] вібраційної сегрегації, де розділення часток відбувається при проходженні через один ступінчастий щілинний отвір, розташований на робочій поверхні апарату, при цьому шар матеріалу під час вібраційного транспортування піддається інтенсивній вібраційній сегрегації.



Розділення сипкого матеріалу відбувається таким чином. Матеріал з бункера подається на робочу поверхню апарату, де матеріал, розділяючись, потрапляє в збірку для дрібного і крупного продукту.

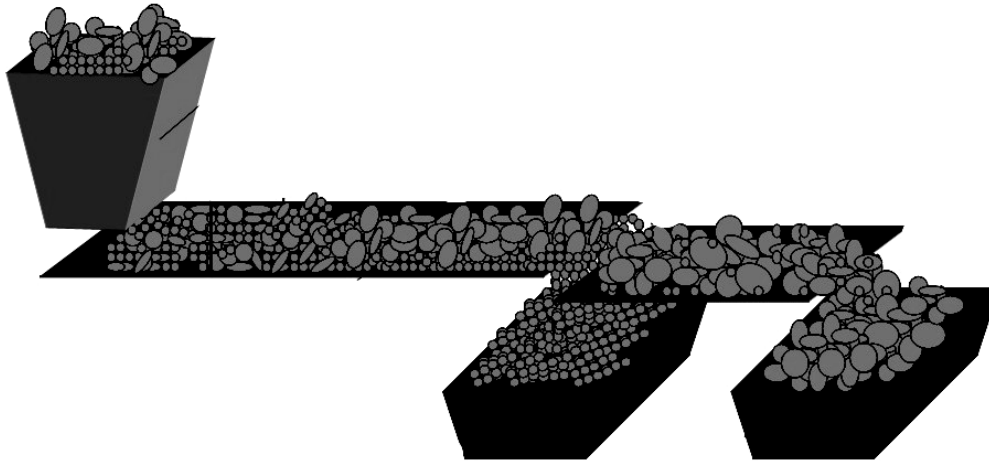


Рисунок 2. Схема розділення матеріалу на вібраційно-сегрегаційному класифікаторі .

До нових конструкцій грохотів можливо віднести також безситний грохот, робочим органом якого є стрічковий конвеєр із закріпленими на верхній стрічці гумовими бортами. Конвеєр встановлений в просторі під кутом нахилу до горизонту 35–40 градусів. Гумові борти мають різну висоту: верхній 20 мм, середній – 50 мм і нижній – 100 мм. Товщина борту не менше 30 мм; борти виготовляються з жорсткої гуми і приклеюються до конвеєрної стрічки по всій його довжині. Щоб уникнути поривів на згинах стрічки борту мають прорізи через кожних 250–300 мм по їх довжині. Ширина конвеєрної стрічки – 2м. Конструкцію безситного грохоту наведено на рис.3 [2].

Вихідний матеріал безперервним рівномірним потоком подається у верхній правий кут конвеєра. Стрічка конвеєра приводиться в рух за допомогою електроприводу з швидкістю 0,4–0,5 м/сек. Під верхньою гілкою стрічки по всій її ширині встановлений вібратор.

Наявність кута нахилу стрічки і її вібраційних коливань, які створюються вібратором, забезпечують розділення матеріалу на дрібний і крупний класи методом сегрегації.

На теренах українського ринку представлено перспективну конструкцію полі частотного грохоту (рис.4.) [3]. Грохот є тримасною динамічною системою, що складається з короба, встановленого на нерухомій підставі через пружні зв'язки з жорсткістю, які розташовані на відстані, відносно вертикальної осі симетрії. До короба жорстко прикріплений інерційний віброзбудник коливань з дебалансної масою. В середині короба закріплено пружне сито і ударник з масою, встановлений із зазором або у контакті з ситом, для безпосереднього збудження його коливань.

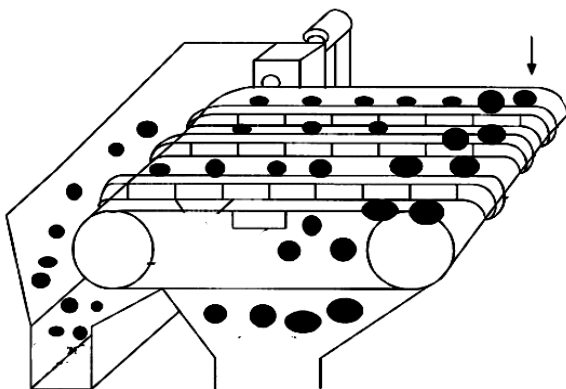


Рисунок 3. Безситний грохот.

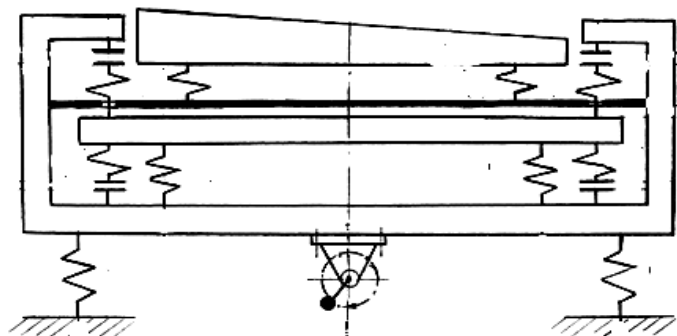


Рисунок 4. Структурна схема полі частотного грохота.

Ударник закріплений до короба за допомогою пружних зв'язків з певною жорсткістю, які розташовані на відстані відносно вертикальної осі симетрії, і оснащений еластичними буферами з жорсткостями, а короб – жорсткими обмежувачами переміщення ударника.

Жорсткості розташовані на відстані відносно вертикальної осі симетрії. При цьому між буферами і обмежувачами в стані спокою системи встановлюються зазори у загальному випадку не рівні між собою. На ситі грохоту знаходиться технологічне навантаження із загальною масою і жорсткістю. Просіювання матеріалу через сито здійснюється за рахунок зменшення маси технологічного навантаження по довжині сита.

На ринку машин для сортування будівельних матеріалів з'явилися вібраційні грохоти з параметричним збудженням сита – ГЕПАРД-2 (Рис.5.) [8].

Грохот призначений для сухої класифікації різних матеріалів розміром до 30мм, у тому числі підвищених (до 20%) вологості і запиленій, по кордонах розсівання від 1 до 5мм.

До перспективних конструкцій вібраційного грохота можна віднести машину компанії ASTEC mobile screens (рис.6), переваги якої полягають в встановленні збудників на кожне сито, і налаштуванні сит на певну частоту коливань. В даній машині встановлено гідравлічну систему регулювання кута нахилу сит, поворотна система натягування сит, а також можливість вибору віброрегулятора, як гідравлічного так і електричного. Таким чином досягається максимальних значень продуктивності та ефективності процесу сортування.

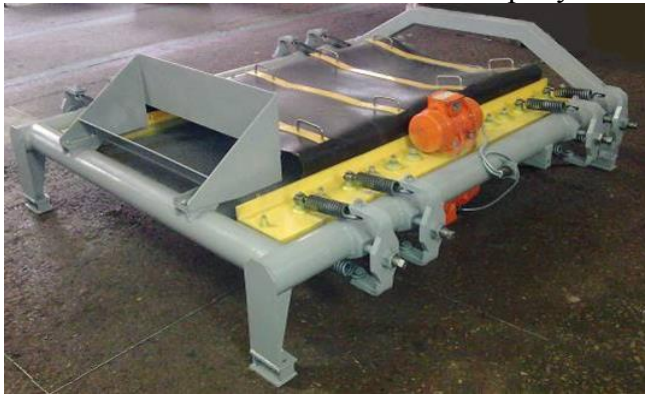


Рисунок 5. Загальний вигляд вібраційного грохота з параметричним збудженнями.

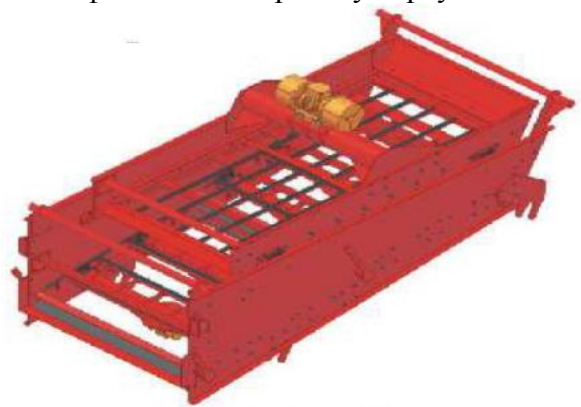


Рисунок 6. Високочастотний грохот.

Також існують і електромагнітні вібраційні грохоти, конструкція яких підтверджена патентами України на корисну модель №51516, 59321, 59322 [5,6,7].

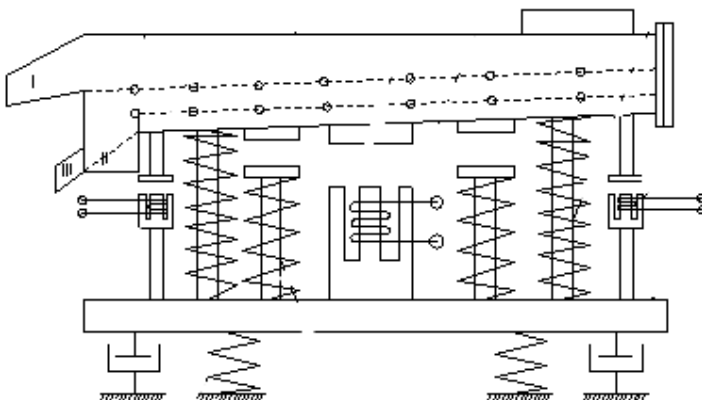


Рисунок 7. Електромагнітний вібраційно-ударний грохот.

Електромагнітний вібраційно-ударний грохот (рис.7), з керованими режимами роботи для розподілення на фракції будівельних матеріалів, складається з короба в якому встановлено два сита, короб з'єднаний за допомогою пружних зв'язків з рамою, на якій встановлений електромагнітний привід. На рамі встановлено два упори які виконують обмеження короба, і завдяки яким реалізується віброударний режим роботи. Завдяки електромагнітам, які використовуються для регулювання загальної жорсткості пружних опор,

змінюється амплітуда та частота коливань короба, внаслідок чого реалізується резонансний, або близький до нього режим роботи, і тому матеріал швидше проходить крізь отвори сит, завдяки чому досягається більш ефективний процес розподілення



матеріалу на фракції. Рама з'єднана за допомогою пружних зв'язків і демпферуючих пристроїв зі станиною, яка закріплена з фундаментом через гумову подушку анкерними болтами.

Висновки.

1. Ринок існуючих машин, засвідчує що їхні конструкції досить різноманітні, що обумовлено різними підходами до розрахунків.

2. Машини, які випускаються сьогодні є низько енергоємними, однак деякі конструкції мають достатньо високу точність розподілення матеріалу на фракції.

3. Потреба у вдосконаленні конструкції та параметрів ґрунтується на підвищених вимогах до якості заповнювачів в сучасному будівництві.

Література

1. Бортников А.В., Исследования модели виброклассификатора (щелевого грохота) / А.В. Бортников, В.Б. Васильков, А.Д. Самуков, А.О. Ромашев // Обогащение руд, 2011. №4. с. 33-36.
2. А.Н. Петухов, А.И. Дашкевич, А.В. Горбачев, Бесситный грохот, ШИ (ф) ЮРГТУ (НПИ), г. Шахты с.192-194.
3. А.Ф. Булат, Г.А. Шевченко, Влияние поличастотных колебаний просеивающих поверхностей вибрационных грохотов на разделение сыпучих материалов, *Науковий вісник НГУ*, 2010, № 4, с.92-97.
4. Голушкова, О. В. Процесс грохочения зернистых материалов на пружинном грохоте / О. В. Голушкова, Л. А. Сиваченко / 36. наук, праць (галузеве машинобудування, будівництво). Полтава : ПолтНТУ ім. Ю. Кондратюка, 2005. - В. 16. - С. 51 - 55.
5. Назаренко І.І., Дєдов О.П., Орищенко С.В. Резонансний вібраційно-ударний грохот, Пат. 51516 Україна. МПК (2009) В07В 1/28. – № у 2009 12755; заяв. 08.12.09; опубл. 26.07.2010, Бюл.№14.
6. Назаренко І.І., Дєдов О.П., Орищенко С.В., Свідерський А.Т., Резонансний вібраційно-ударний грохот, з керованими режимами роботи Пат. 59321 Україна. МПК В07В 1/28.(2006.01) – № у 2010 12725; заяв. 27.10.10; опубл. 10.05.2011.
7. Назаренко І.І., Дєдов О.П., Орищенко С.В., Свідерський А.Т., Електромагнітний вібраційно-ударний грохот, з керованими режимами роботи Пат. 59322 Україна. МПК В07В 1/28.(2006.01) – № у 2010 12726; заяв. 27.10.10; опубл. 10.05.2011, Бюл.№9.

УДК 693.548.4.001.5

В.Й. Сівко, д.т.н., професор КНУБА
М.П. Кузьмінець, к.т.н., доцент КНУБА

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ВЗАЄМОДІЇ ВІБРОФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РОБОЧИМ СЕРЕДОВИЩЕМ

АНОТАЦІЯ. Викладена методика розрахунку касетних установок з єдиним віброприводом та визначені раціональні режими ущільнення бетонної суміші.

Ключові слова: пластина, бетон, віброформування, математична модель, напружено-деформований стан

АННОТАЦИЯ. Изложена методика расчета касетных установок с единым виброприводом и определены рациональные режимы уплотнения бетонной смеси.

Ключевые слова: пластина, бетон, виброформирование, математическая модель, напряженно-деформированное состояние

ANNOTATION. Expounded method of calculation of the cassette settings with a single vibrooccasion and the rational modes of compression of concrete mixture are certain.

Keywords: plate, concrete, vibroforming, mathematical model, tense-deformed the state

Вступ. Гнучкі робочі органи на відміну від традиційних органів (типу віброплощадок) діють на середовище завдяки згинаючих коливань плоскої поверхні. Плоска поверхня при цьому в процесі згинання має певну форму коливань, яка чітко відповідає частоті її власних коливань. При цьому форма коливань крім частоти залежить також від фізико-механічних властивостей матеріалу робочого органа, його маси. На форму коливань впливає також середовище, в якому знаходиться робочий орган.

Постановка проблеми. В даній роботі стоїть необхідність дослідити вплив середовища на форму коливань гнучких робочих органів.

Мета роботи – розробити методику розрахунку касетних установок з єдиним віброприводом.

Задачі досліджень. 1. Запропонувати математичну модель руху суміші в умовах взаємодії з вертикальною пластинкою яка піддається вібрації.

2. Сформувати основні положення напружено-деформованого стану бетонної суміші при динамічному навантаженні.

3. Визначити раціональні режими ущільнення бетонної суміші.

Основна частина. Розглянемо робочий орган у вигляді пластини розмірами a і b , товщиною h (рис. 1), яка защемлена по трьох сторонах (на прикладі роздільних листів касетних установок).

Рівняння власних коливань такої пластини, як сума потенціальної і кінетичної енергії, має вигляд

$$\frac{D}{2} \iint \left[\left(\frac{d^2 W_0}{dx^2} + \frac{d^2 W_0}{dy^2} \right) - 2(1 - \mu) \left\{ \frac{d^2 W_0}{dx^2} \cdot \frac{d^2 W_0}{dy^2} - \left(\frac{d^2 W_0}{dxdy} \right)^2 \right\} \right] dx dy + \iint \sigma_0(x, y, t) W_0 dx dy - \frac{\rho h p^2}{2} \iint \left(\frac{dW_0}{dt} \right)^2 dx dy = 0. \quad (1)$$

Перший член разом з другим у рівнянні (1) виражає повну потенціальну енергію пластини ($2U$), а третій – кінетичну енергію (T).

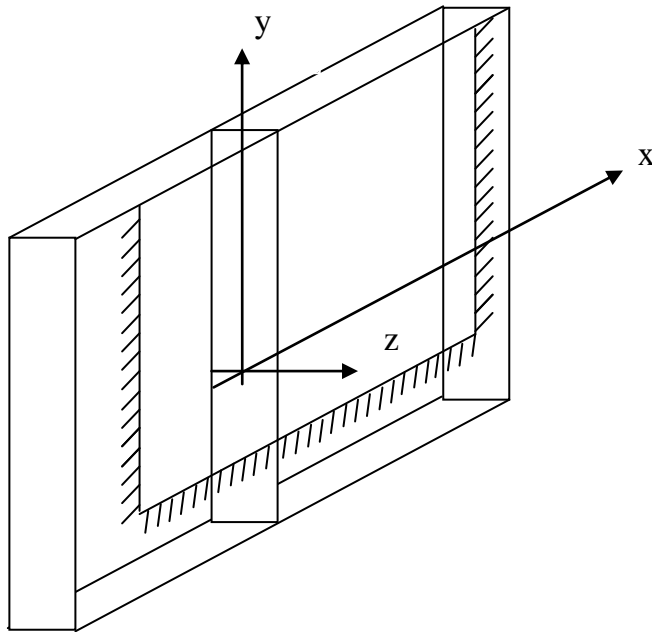


Рисунок 1. Розрахункова схема пластини.

Тут: $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ – циліндрична

жорсткість на згинання;

W_0 – прогин пластинки;

μ – коефіцієнт Пуасона;

ρ – щільність матеріалу пластини, кг/м^3 ;

$\sigma_0(x, y, t)$ – напруження в середовищі на контакті з робочим органом (опір середовища на одиницю поверхні);

E – модуль пружності, Па.

Рівняння (1) розв'язується відомими способами [1] при визначеному опорі середовища.

Динамічне деформування елемента середовища описується рівнянням:

$$\rho_0 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = \frac{d\sigma}{dx}. \quad (2)$$

Взамін рівняння (2) розглянемо еквівалентну систему двох диференціальних рівнянь першого порядку:

$$\frac{dv}{dt} = c^2 \frac{d\varepsilon}{dx}, \quad \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{dv}{dx},$$

де ε – відносна деформація,

V – швидкість деформування.

Ці рівняння мають два сімейства характеристик.

Перше сімейство: $\frac{dv}{d\varepsilon} = c, \quad dx = c \cdot dt;$

Друге сімейство: $\frac{dv}{d\varepsilon} = -c, \quad dx = -c \cdot dt.$

Вони характеризують розповсюдження прямих і зворотних хвиль в середовищі.

Після заміни характеристик кусочно-лінійними функціями стає можливим рішення нелінійних рівнянь (2) наближеним методом при заданому законі деформування.

Закони деформування задає робочий орган. Рівняння (1) і (2) мають вирішуватись спільно, тому що на закон деформування має вплив середовище і при цьому змінюється характер руху робочого органа.

Основна умова спільного вирішення рівнянь

$$U(0, t) = W_0; \quad \text{при } x = 0.$$

Ідея метода знаходження опору середовища полягає в тому, що береться ділянка робочого органа, обмежена однією формою коливань і для неї в декількох точках знаходиться опір. Після чого будується еюра розподілу опору.

Після заміни диференціалів сімейств характеристик на скінченні величини маємо:

$$\begin{aligned}(x - x_1) + C(\varepsilon_1)(t - t_1) &= 0; \\ (x - x_2) - C(\varepsilon_2)(t - t_2) &= 0; \\ (V - V_1) + C(\varepsilon_1)(\varepsilon - \varepsilon_1) &= 0; \\ (V - V_2) - C(\varepsilon_2)(\varepsilon - \varepsilon_2) &= 0,\end{aligned}$$

де x і t – координати (положення, час), в яких шукається значення параметрів;
 ε і V – параметри напруженого стану середовища.

Для вирішення задачі опору потрібні дві початкові і дві граничні умови:

A – початкові умови:

при $t = 0$

$$1) \varepsilon = \varepsilon_0 = \varepsilon(x, 0);$$

$$2) V = V_0 = V(x, 0).$$

Закони розподілу відносної деформації і модуля вектора швидкості вздовж ущільнюючої маси (товщини виробу) в початковий момент часу.

B – граничні умови:

$$1) \text{ при } x = x_0(t), \quad V[x_0(t), t] = 0.$$

$$2) \text{ при } x = h, \quad F[\varepsilon(h, t); V(h, t)] = 0.$$

Суть першої граничної умови – рівність нулю V на протилежній стороні опалубки.
 Суть другої граничної умови – наявність певної залежності між функціями.

Величини ε і V в місці контакту робочого органа і середовища (визначається прогином і частотою власних коливань).

Задамо рівняння прогину параболою в межах однієї форми (більш точно прогин визначається методами опору матеріалу – $\frac{dy}{dx} = \frac{M}{EI}$).

Задамо також величину прогину (тобто амплітуда коливань) в т. 0, 1, 2, 3 – відповідно 0,0005; 0,0004; 0,0003; 0 м (рис. 2). Частота коливань, наприклад, $f = 25$ Гц.

Визначимо величину опору середовища спочатку в т. 2 (рис. 3).

Розділимо лінію OB (лінію початкових умов ($t = 0$), на якій значення ε і V) на n відрізків і задамо в точках 0, 1, 2, 3 – $\varepsilon = 0$ і $V = 0$, тобто середовище нерухоме і не навантажене.

Користуючись експериментальними графіками [2], знаходимо значення C_0 , відповідне $p = p_0$ і $V = 0$.

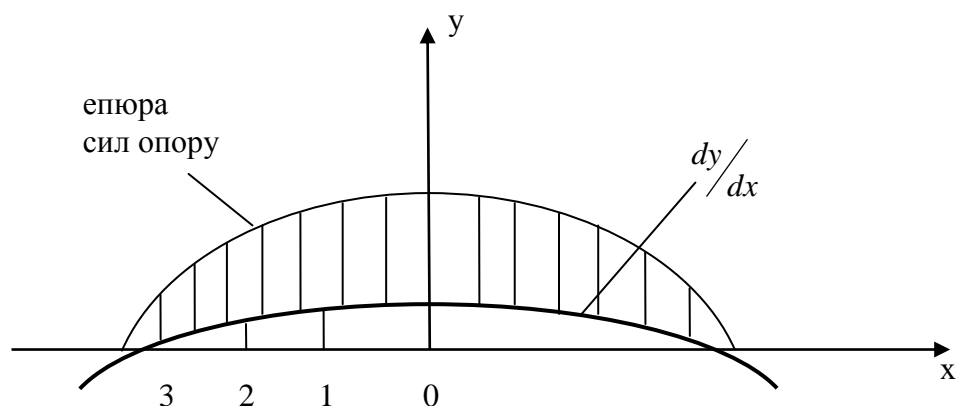


Рисунок 2. Форма прогину.

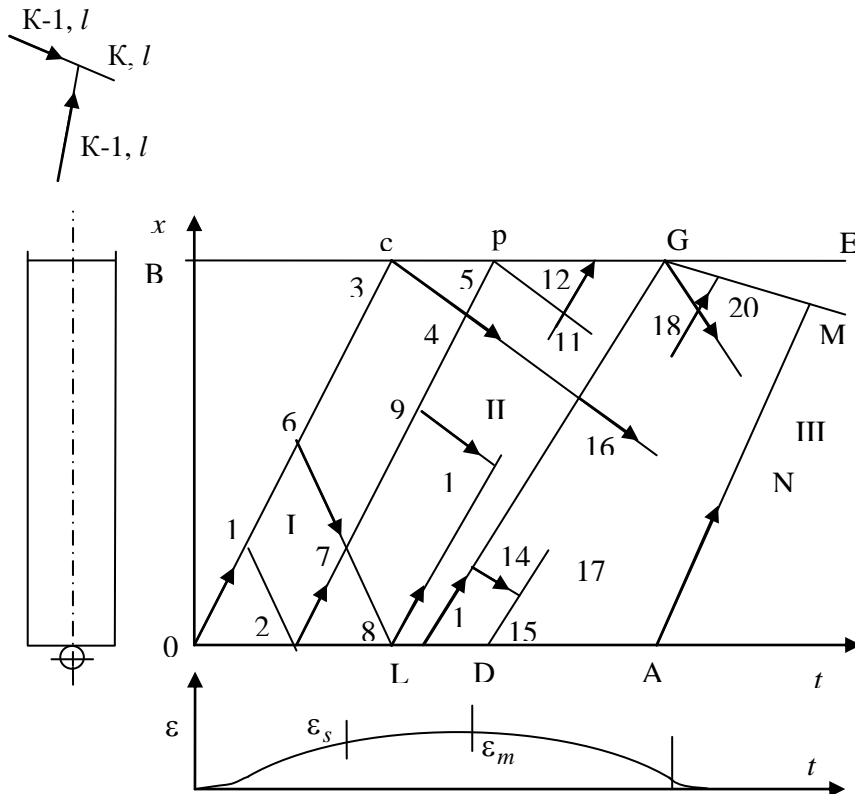


Рисунок 3. Схема розрахунку сил опору в середовищі.

В площині $x-t$ проводимо пряму OC з нахилом, що відповідає розрахованій швидкості хвилі $C_0 = h/t$.

Для точки 2 системи рівнянь

$$\begin{aligned}x_2 &= W_0 \cdot \sin \omega t_2; \\(x_2 - x_1) + C_2(t_2 - t_1) &= 0; \\V_2 &= W_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t_2; \\(V_2 - V_1) - C_1(\varepsilon_2 - \varepsilon_1) &= 0.\end{aligned}$$

Тут $W_0 = 0,0003$ м. Товщина виробу $0,16$ м; $C_2 = 63 \frac{м}{с}$ (при $\rho = 2400 \text{ кг/м}^3$ для суміші помірно-жорсткої [3]).

$$\begin{aligned}t_1 &= \frac{0,16}{88 \cdot 3} = 0,000606 \text{ с.} \\x_2 &= 0,0003 \cdot \sin \omega t_2; \\ \left(x_2 \cdot \frac{0,16}{3} \right) + 88(t_2 - t_1) &= 0; \\x_2 + 88t_2 - 0,053 - 0,003 &= 0; \\x_2 &= 0,106 - 88t_2; \\0,106 - 88t_2 &= 0,0003 \cdot 157t_2; \\88,0471t_2 &= 0,106; \\t_2 &= 0,012 \text{ с;} \\x_2 &= 0,0003 \cdot \sin 10,80 = 0,000057 \text{ м.}\end{aligned}$$

Кут $\beta = \omega t_2$ розрахуємо так:

$$\beta = \frac{t_2}{T} \cdot 2\pi; T = \frac{1}{f} = \frac{1}{25} = 0,04 \text{ с};$$

$$\beta = \frac{t_2}{0,04} \cdot 2\pi = 157t_2; \quad \sin\beta = \beta - \frac{\beta^3}{3!} + \frac{\beta^5}{5!} - \frac{\beta^7}{7!};$$

$$\beta = \frac{0,0012}{0,04} \cdot 360^\circ = 10,8^\circ;$$

$$V_2 = 0,0003 \cdot 157 \cdot 0,9833 = 0,046313 \text{ м/с};$$

$$V_2 - 88\varepsilon_2 = 0; \quad \varepsilon_2 = \frac{0,046313}{88} = 0,000526;$$

$$\sigma_2 = E_1\varepsilon_2[3]; \quad \sigma_2 = 650 \cdot 10 \cdot 0,000562 = 3419 \text{ Па}.$$

Процес визначення опору повинен бути продовжений доти, поки $\beta = 90^\circ$, тобто до амплітуди значення прогину в т. 2 (див. рис. 2). Для знаходження опору в т. 8 (див. рис. 3) необхідно розрахувати напруження в т. 7. Використовується наступна система:

$$(x_7 - x_2) - C_2(t_7 - t_2) = 0;$$

$$(x_7 - x_6) + C_6(t_7 - t_6) = 0;$$

$$(V_7 - V_2) - C_2(\varepsilon_7 - \varepsilon_2) = 0;$$

$$(V_7 - V_6) + C_6(\varepsilon_7 - \varepsilon_6) = 0.$$

Оскільки $\varepsilon_2 = 0,000526 > \varepsilon_2 = 0,00001$ [3, табл. 1], в приведених вище формулах C_2 необхідно брати швидкість пластичної хвилі ($C_2 = 63 \text{ м/с}$).

Амплітуда значення опору для т. 2. (див. рис. 2) складає $\sigma_0 = 51,6 \cdot 10^{-4}$ МПа. Відповідно для т. 0 опір складає $62,0 \cdot 10^{-4}$, $73,1 \cdot 10^{-4}$ МПа

Представимо опір середовища в функції прогину:

$$\sigma = E_1\varepsilon = E_1 \frac{W_0}{h} = \frac{650 \cdot 10^{-2}}{0,16} \cdot W_0 = 4062,5 \cdot 10^{-2} W_0 \text{ МПа}.$$

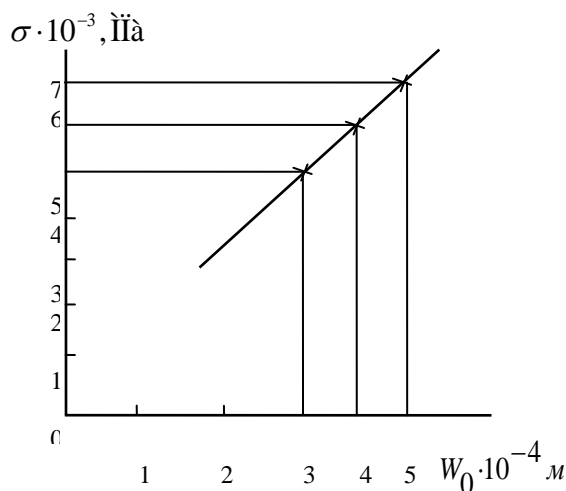


Рисунок 4. Залежність опору середовища від прогину робочого органу.

Як бачимо з рис. 4 всі точки залежності прогину від опору середовища розміщуються на одній прямій.

Тому що залежність можна представити формулою:

$$\sigma = KW_0,$$

$$\text{Де: } K = \frac{E_1}{h}.$$

Модуль пластичної деформації E_1 , визначається як дотична рівняння стану середовища в пластичній зоні деформацій (рис. 5).

Рівняння стану береться з [3] для досліджених середовищ, а для інших матеріалів може бути встановлено згідно запропонованої методики.

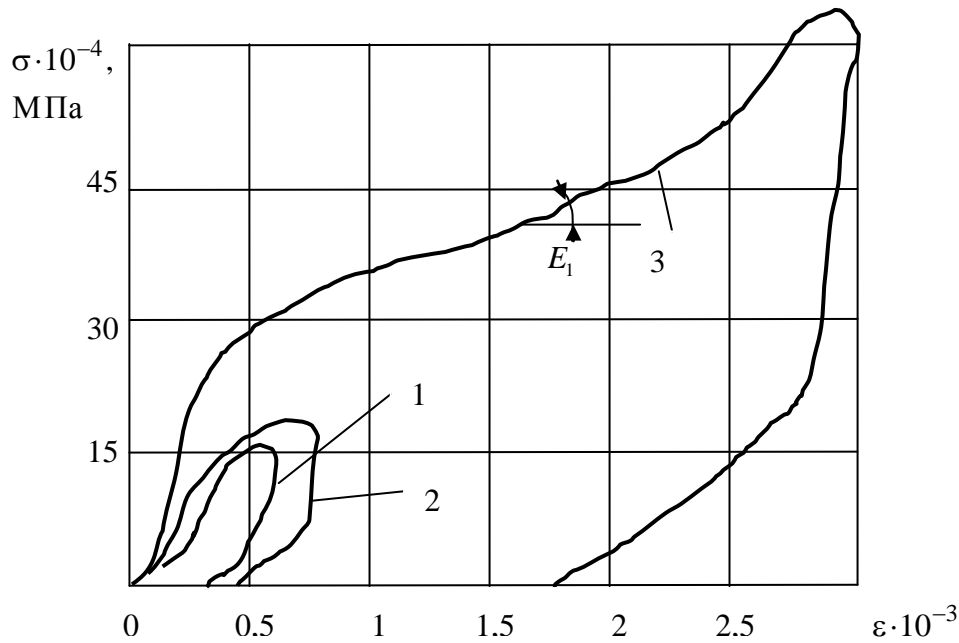


Рисунок 5. Схема визначення модуля деформацій E_1 в опорі середовища.

В рівнянні коливань пластини після цього опор може бути представлений як:

$$\iint \sigma(x, y, t) \cdot W_0 \cdot dx dy = K W_0^2 dx dy = K \int_{-a/2}^{a/2} X_1^2 dx \int_{-b/2}^{b/2} Y_1^2 dy,$$

де X_1 і Y_1 - балочні функції Кривола.

Висновки:

1. Запропоновано математичну модель руху суміші в умовах взаємодії з вертикальною пластинкою яка піддається вібрації.
2. Сформовано основні положення напружено-деформованого стану бетонної суміші при динамічному навантаженні.
3. Визначено раціональні режими ущільнення бетонної суміші.

Література

1. Бабаков И.М. Теория колебаний. М.: Техника, 1958, 628с.
2. Сивко В.Й. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. К.: Вища шк., 1988, 168с.
3. Сивко В.Й. Расчёт параметров процесса воздействия среды на рабочие органы вибрационных машин. К.: КИСИ, 1986, 43с.

УДК 622.232.5.05

С.В. Зайченко, к.т.н., доц.

ДОСЛІДЖЕННЯ ГРАВІТАЦІЙНОГО ВПЛИВУ НА ПРОЦЕС ФОРМУВАННЯ МОНОЛІТНОГО КІЛЬЦЕВОГО КРІПЛЕННЯ ТУНЕЛЮ РОЛИКОВИМ МЕТОДОМ

АНОТАЦІЯ. Розглянуті процеси розподілу кільцевих напружень, які виникають у відформованому монолітному кріпленні тунелю при проходженні процесу роликового формування. Встановлено положення робочих органів і розподіл напружень по довжині робочих органів при яких виникають максимальні і мінімальні опори руху.

Ключові слова: кільцеві напруження, густина, кільцеве кріплення.

АННОТАЦИЯ. Рассмотрены процессы распределения кольцевых напряжений, возникающих в монолитном креплении тоннеля при прохождении процесса роликового формирования. Установлено положения рабочих органов и распределение напряжений по длине рабочих органов, при которых возникают максимальные и минимальные сопротивления движению.

Ключевые слова: кольцевые напряжения, плотность, кольцевое крепление.

ABSTRACT. The processes of the distribution ring stresses in monolithic mount tunnel passing roll forming process. Set of the workers and the stress distribution along the length of the working bodies, at which the high and low resistance to movement.

Key words: ring voltage, density, ring mount.

Вступ. Останні два десятиріччя спостерігається розширення масштабів тунельного будівництва, що обумовлює подальше удосконалення технічних засобів і методів зведення кріплення тунелю закритим способом.

В практиці тунелебудівництва в теперішній час знайшов застосування комбінований спосіб кріплення, який полягає у монтажі тьобінгів у просторі прохідницького щита і нагнітанням в закріпний простір бетонної піщаної суміші. Дана технологія не передбачає засобів ущільнення бетонної піщаної суміші, що призводить до надмірного використання в'язучих компонентів при збереженні необхідних технологічних параметрів: водоцементного відношення, жорсткості і рухомості. Також нагнітання, як правило, проходить в два етапи, первинного і контрольного, що пов'язано з утворенням пустот після першого етапу. Висока трудомісткість і висока вартість рухомої піщаної суміші значно збільшують вартість і зменшують швидкість будівництва тунелю.

Одним з шляхів збільшення продуктивності і якості будівництва є індустріалізація бетонних робіт шляхом застосування засобів ущільнення, які дозволяють повністю виключити ручну працю бетонника. Метод роликового формування монолітного кільцевого кріплення тунелю дозволить формувати закріпний простір тунелю з високими техніко-економічними показниками.

Огляд останніх джерел досліджень і публікацій

При дослідженні процесу роликового формування кільцевого кріплення [1-2] важливим етапом, який дозволяє встановити енергосилові параметри процесу ущільнення, є встановлення контактних тисків, які виникають при взаємодії роликових робочих органів з бетонною сумішшю. Рішення отриманих диференціальних рівнянь розподілу контактного тиску по дузі контакту можливе за початкових умов, які визначають координати точок початку контакту і тиск в даних точках. При умові відсутності зовнішніх впливів, початковий тиск визначається за умови пластичності і дорівнює [3]:

$$\sigma_x = 0; p_x = 2\tau_s.$$

Використання даних початкових умов описують процес контактної взаємодії роликових робочих органів з середовищем, що оброблюється лише для окремих випадків формування при яких відсутні початкові напруження σ_x .

Встановлення розподілу контактних тисків взаємодії робочих органів з середовищем за різних умов положення робочого органу у просторі можливо при визначенні початкових напружень, які виникають у середовищі.

Мета і завдання дослідження. Визначити початкові умови контактної взаємодії роликів робочих органів з середовищем за різних умов просторового положення зони контакту при формуванні кільцевого кріплення тунелю з врахуванням гравітаційної дії.

Виклад основного матеріалу. Для встановлення початкових умов контактної взаємодії роликів робочих органів з середовищем розглянемо схему можливих положень і навантажень, які діють на свіже відформований шар бетонної суміші (рис. 1). Після проходження роликів робочого органу відформований шар суміші залишається затиснутим між поверхнями гірської породи і стабілізуючої плити під дією сили тяжіння. Положенням частини дуги відформованого кільцевого кріплення між сусідніми роликами визначає кількість робочих органів встановлених на роторі n_p і кут між вертикальною віссю і віссю, яка проходить через центр наступного ролика ϑ . При розгляді елемента відформованої суміші, який обмежений променями з координатами ϑ і $\vartheta + d\vartheta$ запишемо рівняння рівноваги діючих на нього сил, спроектувавши їх на нормаль, нехтуючи синусоїдальними складовими (шириною зони контакту знехтуємо порівняно з відстанню між роликами):

$$-\sigma_{\vartheta} h_{\vartheta} + (\sigma_{\vartheta} + d\sigma_{\vartheta}) h_{\vartheta} + \tau_{\vartheta} R_m d\vartheta + \tau'_{\vartheta} R_e d\vartheta - F_g \sin(\vartheta + \vartheta_x) = 0, \quad (1)$$

де σ_{ϑ} - колове напруження; h_{ϑ} - товщина шару відформованого кільцевого кріплення; $d\sigma_{\vartheta}$ - прирощення колового напруження; τ_{ϑ} - дотичний тиск від дії стабілізуючої плити; τ'_{ϑ} - дотичний тиск від дії гірського масиву; F_g - сила ваги яка діє на елемент відформованої конструкції; ϑ_x - відносна координата положення елемента відформованої конструкції.

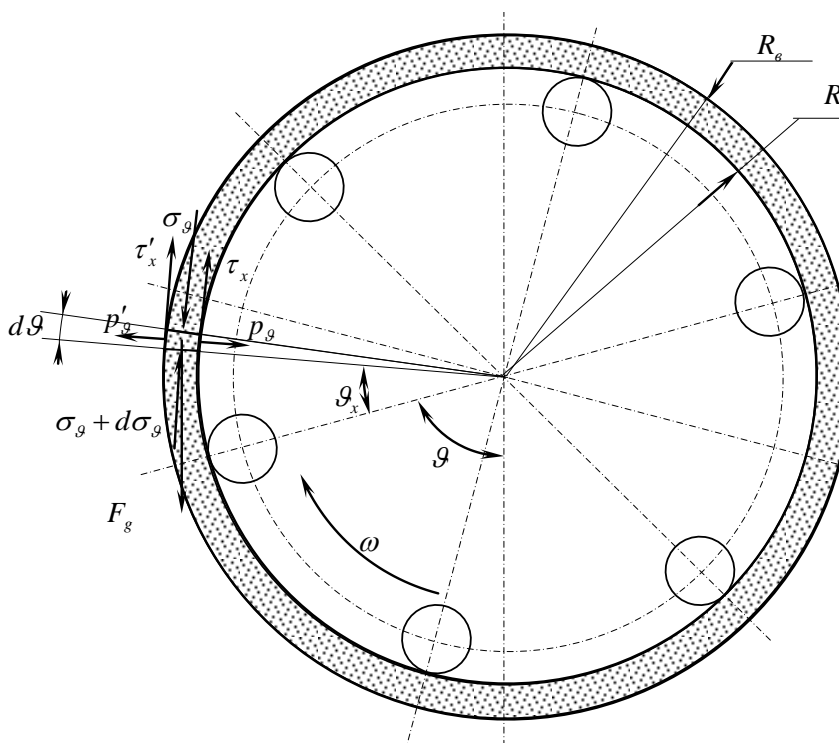


Рисунок 1. Схема визначення кільцевого тиску при формуванні кільцевої конструкції.

Визначимо складові і основні співвідношення рівняння рівноваги сектора кільцевої конструкції. Тангенціальні тиски τ_{ϑ} і τ'_{ϑ} виникають внаслідок тертя суміші по поверхнях

стабілізуючої плити і гірського масиву і залежать від нормальних складових тиску стабілізуючої плити p_g і гірського масиву p'_g і коефіцієнтів тертя μ і μ' відповідно:

$$\tau_g = \mu p_g; \tau'_g = \mu' p'_g. \quad (2)$$

Значення нормальних складових тисків p_g і p'_g залежать від колового напруження σ_g і пов'язані коефіцієнтом бокового тиску β' :

$$p_g = \beta' \sigma_g; p'_g = \beta' \sigma'_g. \quad (3)$$

Сила ваги, яка діє на сегмент відформованої конструкції:

$$F_g = \rho g \frac{R_e + R_m}{2} d \mathcal{G}_g. \quad (4)$$

Після підстановки (2-4) у (1) і перетворень отримаємо диференціальне рівняння розподілу колового тиску по довжині сектора кільцевої конструкції:

$$\frac{d\sigma_g}{d\mathcal{G}_x} = - \frac{\beta \mu \sigma_g R_m + \beta \mu' \sigma_g R_e}{h_g} + \rho g \frac{R_e + R_m}{2} \sin(\mathcal{G} + \mathcal{G}_x); \mathcal{G} + \mathcal{G}_x \in (0; \pi).$$

Початковими умовами при рішенні даного рівняння є напруження в кінці дії роликового робочого органу, якими внаслідок припинення дії роликового робочого органа можливо знехтувати. На рисунку 2 приведено розподіл напружень середовища перед роликовим робочим органом \mathcal{G}_x , які виникають в наслідок дії на ущільнений сектор кільцевого кріплення гравітаційних сил при різних положеннях центра ролика \mathcal{G} .

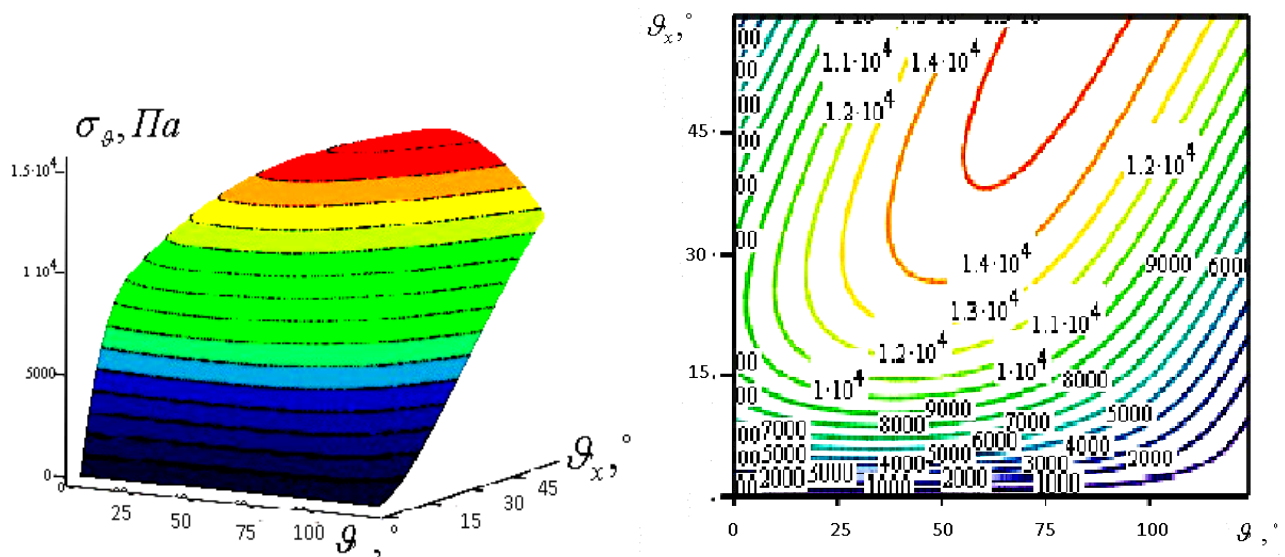


Рисунок 2. Розподіл напружень середовища перед роликовим робочим органом.

Аналіз отриманого розподілу напружень середовища перед роликовим робочим органом свідчить про різке зростання напруження у середовищі і подальше вирівнювання по дузі \mathcal{G}_x , що пояснюється відомим ефектом зависання в бункерах. Варіювання значеннями положень центра ролика \mathcal{G} і діапазоном значень \mathcal{G}_x дозволило встановити умови розвитку максимальних напружень:

$$\mathcal{G} = \frac{32\pi}{75} - \frac{2\pi}{n_p}; \mathcal{G}_x \in \left(0, \frac{2\pi}{n_p}\right),$$

де n_p - кількість робочих органів.

Диференціальне рівняння розподілу колового тиску по довжині сектора кільцевої конструкції при русі робочого органу вниз набуває наступного вигляду:

$$\frac{d\sigma_g}{d\vartheta_x} = -\frac{-\beta\mu\sigma_g R_m + \beta\mu'\sigma_g R_e}{h_g} - \rho g \frac{R_e + R_m}{2} \sin(\vartheta + \vartheta_x); \vartheta + \vartheta_x \in (\pi; 2\pi). \quad (5)$$

Внаслідок збігу напрямків проекцій гравітаційної складової і сили тертя між стабілізуючою плитою і сегментом кільцевого кріплення, отриманий розподіл напружень (рис. 3) середовища при рішенні рівняння (5) дасть порівняно більші по модулю і протилежні по знаку значення кільцевих напружень. Реальне зростання розтягуючих напружень можливо лише до певних значень напружень, які відповідають значенням міцності на розрив і складають у межах $50-35\text{кПа}$. Подальше збільшення розтягуючих напружень призведе до припинення процесу ущільнення, яке пов'язане з руйнуванням відформованого виробу. Дані обставини обмежують мінімальну кількість роликів робочих органів.

Умови розвитку максимальних кільцевих напружень σ_g :

$$\vartheta = \frac{22\pi}{75} - \frac{2\pi}{n_p}; \vartheta_x \in \left(0, \frac{2\pi}{n_p}\right).$$

Проведені розрахунки відповідають умовам сталого кінцевого значення густини, яке має конструкція наприкінці процесу формування. Зміна густини відформованої конструкції внаслідок різної кількості проходів робочих органів розподілена по довжині. Встановлення характеру зміни густини виробу по довжині конструкції дозволить встановити початкові умови поздовж довжини ролика.

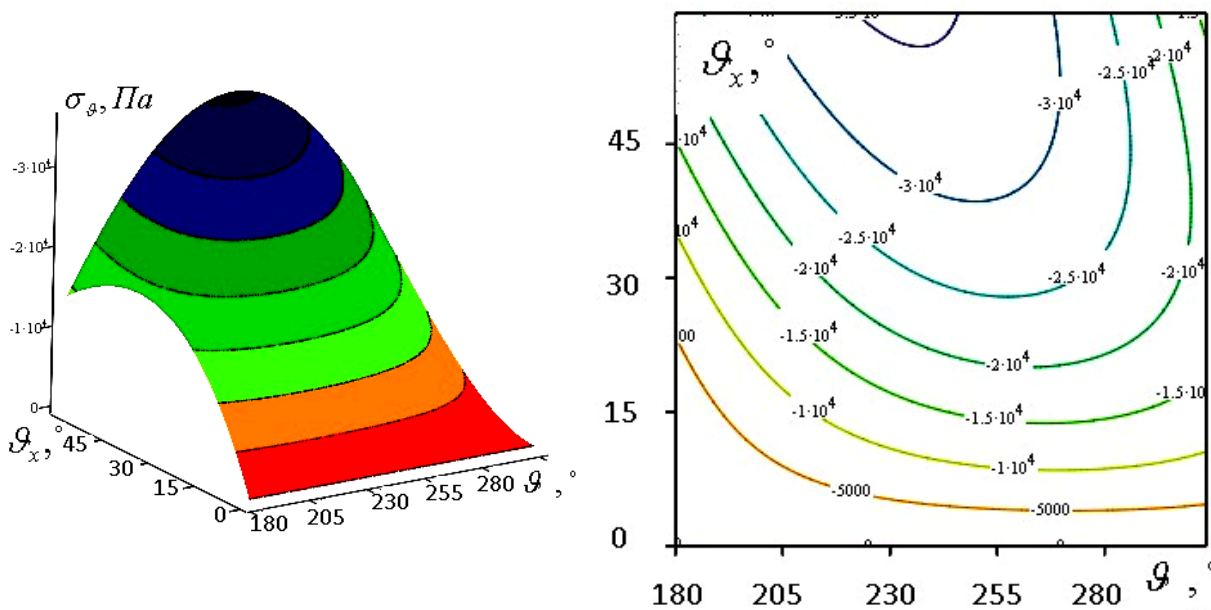


Рисунок 3. Розподіл напружень середовища перед роликівим робочим органом при русі вниз.

Встановимо кільцеві тиски за умов постійного кута захвату суміші. При цьому густина виробу $\rho(y)$ буде змінюватись лінійно, що пов'язано з однаковою кількістю підсіпки, яка споживається після кожного проходу:

$$\rho(y) = \rho_{нас} + \frac{\rho_{вир} - \rho_{нас}}{L} y.$$

де $\rho_{нас}$ - густина рихлої суміші; $\rho_{вир}$ - густина в кінці формування; L - довжина ролика; y - координата поздовж осі робочого органу.

Розподіл кільцевих (рис. 4) напружень σ_g по дожині ролика відформованої конструкції свідчить про лінійну залежність.

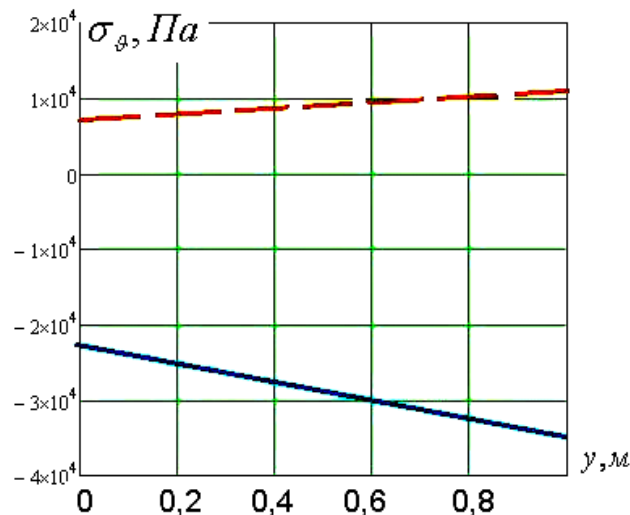


Рисунок 4. Розподіл напружень середовища перед роликівим робочим органом від густини:

— - напруження при $g = \frac{32\pi}{75} - \frac{2\pi}{n_p}$; — - напруження при $g = \frac{22\pi}{75} - \frac{2\pi}{n_p}$.

Встановлення залежності розподілу максимальних значень кільцевих напружень σ_g дозволяє встановити початкові умови для рішення диференціальних рівнянь розподілу нормального контактного тиску p_x по дузі контакту робочого органу з середовищем:

$$p_x = 2\tau_s + \sigma_g.$$

Висновки. Використавши отримані залежності розподілу кільцевого тиску можливо встановити значення максимальних і мінімальних опорів середовища. Встановлення максимального опору середовища важливо при визначенні необхідних мінімальних значень основних енергосилових параметрів системи. Визначення мінімального опору середовища дозволяє встановити мінімальні тиски, які розвиваються у середовищі, нижня межа яких обмежена значеннями, при яких забезпечується процес роликівого формування.

Література

1. Зайченко С.В. Контактна взаємодія роликівих робочих органів при формуванні кільцевої конструкції / С.В. Зайченко, С.П. Шевчук, В.М. Гарнець // Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини: наук. - техн. зб. - 2011. - Вип 87. - С. 127-133.
2. Ловейкін В.С. Визначення контактних тисків взаємодії формуючих робочих органів прохідницького щита з оброблюваним середовищем / В.С. Ловейкін, С.В. Зайченко, С.П. Шевчук // Науковий збірник ТДАТУ: наук. - техн. зб. - 2011. - Вип. 1., т. 3 - С. 272-283.
3. Johnson, K. L. Contact mechanics., Cambridge University Press, 1985, pp. 452.



УДК 693.542.52-868

В.А. Басараб, інженер

ДОСЛІДЖЕННЯ ПОЛІЧАСТОТНОГО РЕЖИМУ КОЛИВАНЬ РОБОЧОГО ОРГАНУ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ СИСТЕМИ

АННОТАЦІЯ. В Статті розглядається питання створення полічастотного режиму коливань робочого органу електромагнітної ударно-вібраційної установки для ущільнення бетонних сумішей. В результаті теоретичних досліджень знайдено раціональний закон зміни жорсткості підвіски ударника в межах одного періоду коливань. 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: полічастотний режим коливань, ударно-вібраційна установка, магнітно-підвішана конструкція ударника.

АННОТАЦИЯ. В статье рассматривается вопрос создания поличастотного режима колебаний рабочего органа электромагнитной ударно-вибрационной установки для уплотнения бетонных смесей. В результате теоретических исследований найден рациональный закон изменения жесткости подвески ударника в пределах одного периода колебаний. Предложена новая конструкция подвески ударника, которая дает возможность реализовывать поличастотный режим движения. Создана лабораторная модель двухмассовой электромагнитной ударно-вибрационной установки с магнитно-подвешенной конструкцией ударника.

Ключевые слова: поличастотный режим колебаний, ударно-вибрационная установка, магнитно-подвешенная конструкция ударника.

ANNOTATION. The problem to create poliharmonic vibration conditions of work platform electromagnetic vibroimpact machine for concrete compression was described. Rational mathematic equation of suspended impactor springiness within one period of oscillation was determined as a result of theoretical investigation. 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: poliharmonic vibration conditions, shock-vibration machine, magnetically suspended construction of impactor.

Вступ. Постановка задач досліджень. Застосування ударно-вібраційних машин для ущільнення бетонних сумішей, що працюють на понижених частотах і реалізують складні режими взаємодії з середовищем (супергармонійний, поліфазний та ін.) доводить ефективність їхнього використання. Дослідження динаміки руху цих машин є достатньо ґрунтовними [1, 7]. Проте, 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.

Виклад основного матеріалу. 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 накладаємих режимів коливань робочого органу. Логічним підсумком вищенаведеного є необхідність створення вібростанини, яка дасть змогу реалізувати полічастотний характер руху робочого органу і цим самим забезпечити необхідний за технологією режим ущільнення.

В результаті проведення експериментальних досліджень [3], 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.

Відомо[1], що цілеспрямованою зміною жорсткості підвіски ударника - C_1 та часом затримки на вмикання живлення електромагнітів - t_3 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 підвішуванням ударника. Електромеханічна система за своїм фізичним принципом дії позбавлена цього недоліку і дозволяє, оскільки параметром жорсткості слугує магнітне поле, змінювати силу пружного підвішування 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 [3]. 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.

Очевидно, що знайти оптимальний режим руху врахувавши всі технологічні параметри не є можливим на даному етапі, тому, задавши необхідні обмеження, знайдемо оптимальний закон зміни жорсткості ресори $C_2=f(t)$. Для цього необхідно задати наступні умови:

1. Частота вищих гармонік становить: $f_{s,z} = (3...10)\omega_0$ (приймаємо за результатами спектрального аналізу).
2. Амплітуду прискорення вищих гармонік приймаємо: $\ddot{X}_{a,\bar{a}} = (0,05...0,1)\ddot{X}_1$.
3. Час затримки на вмикання живлення електромагнітів є постійним: $t_z = 0,035$ с.

Далі слід задати критерій оптимізації. Якщо основним параметром, закон руху якого ми хочемо витримати згідно вищенаведених умов, є прискорення робочого органу, тоді необхідно мінімізувати динамічні навантаження, що виникають в електромеханічній системі в результаті генерації вищих гармонічних складових.

Запишемо інтегральний функціонал використовуючи енергію прискорень по Апелю [4]:

$$I_v = \int_0^{t_1} V dt, \quad (1)$$



Де: $V = \frac{m_1 \ddot{X}_1^2}{2}$ - енергія прискорень робочого органу віброна машини.

Для визначення оптимального закону руху робочого органу необхідно мінімізувати інтегральний функціонал (1).

Умовою мінімуму функціоналу (1) є рівняння Ейлера-Пуассона [4]:

$$\frac{\partial F}{\partial q_k} - \frac{d}{dt} \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial F}{\partial \ddot{q}_k} = 0, \quad (k=1, 2, \dots, s) \quad (2)$$

Де: F - міра руху або дії механічної системи,
 q_k - узагальнені координати системи.

В нашому випадку в якості функції F буде енергія прискорень та енергія динамічної складової третього порядку робочого органу віброна машини W , замість узагальненої координати приймаємо переміщення робочого органу X_1 . Після підстановки зазначених замінів у вираз (2) отримуємо рівняння четвертого порядку:

$$X^{IV} = 0, \quad (3)$$

Розв'язок рівняння (3) будемо здійснювати чисельним методом. За результатами розв'язку рівняння (3) побудовано графік (рис.2).

Для проведення критеріального аналізу в якості функції керування пружністю підвіски застосовано трикутний (пилкоподібний), прямокутний та закон синуса (рис.1 б). 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 графіках наведено параметри системи (переміщення, швидкість, прискорення) під час дії функції керування $C_1 = f(t)$ (рис.1 а).

Запишемо співвідношення для сили тяги електромагніта:

$$\frac{dF_e}{dx} = \frac{d}{dx} \int_0^{\psi} i \cdot d\psi; \quad F_e = -\frac{ab\psi_p^2}{2(b+x)^2}; \quad \frac{dF_e}{dx} = \frac{ab\psi_p^2}{(b+x)^3}. \quad (4)$$

Побудувавши графік залежності похідної сили тяги електромагніта взятій по координаті x від відносного переміщення мас (рис. 1) та порівнявши з графіком зміни жорсткості підвіски в часі за критерієм Ейлера – Лагранжа – Пуассона (рис. 2) можна зробити висновок: функція керування повинна бути подібна до функції вимушуючої сили.

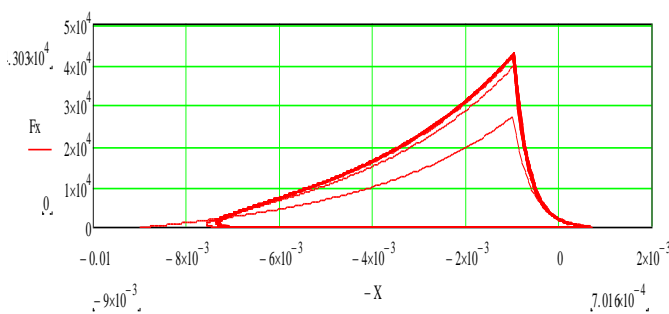


Рисунок 1. Графік залежності сили тяги електромагніта від зазору в магнітопроводі.

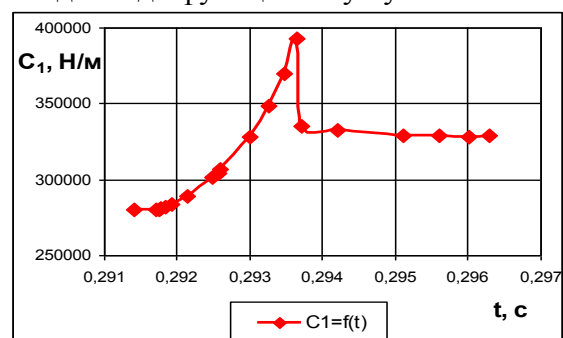


Рисунок 2. Графік зміни жорсткості ресори в часі за критерієм Ейлера-Лагранжа-Пуассона.

Це логічно, оскільки динамічні параметри системи змінюються за законом вимушуючої сили, а також якщо технічно здійснювати пружне підвішування за допомогою електромагніту, тоді, стає очевидним, що функція яку "найпростіше" реалізувати буде саме закон зміни тяги електромагніта. Раціональні значення частот функції керування за результатами Фур'є – аналізу наведено нижче.

Раціональні частоти функції керування пружністю підвіски ударника за результатами Фур'є аналізу експериментальних даних:

$$\omega_1 = 62,8 \text{ рад/с}, \omega_2 = 125,66 \text{ рад/с}, \omega_4 = 251,33 \text{ рад/с}, \omega_5 = 314,16 \text{ рад/с}.$$

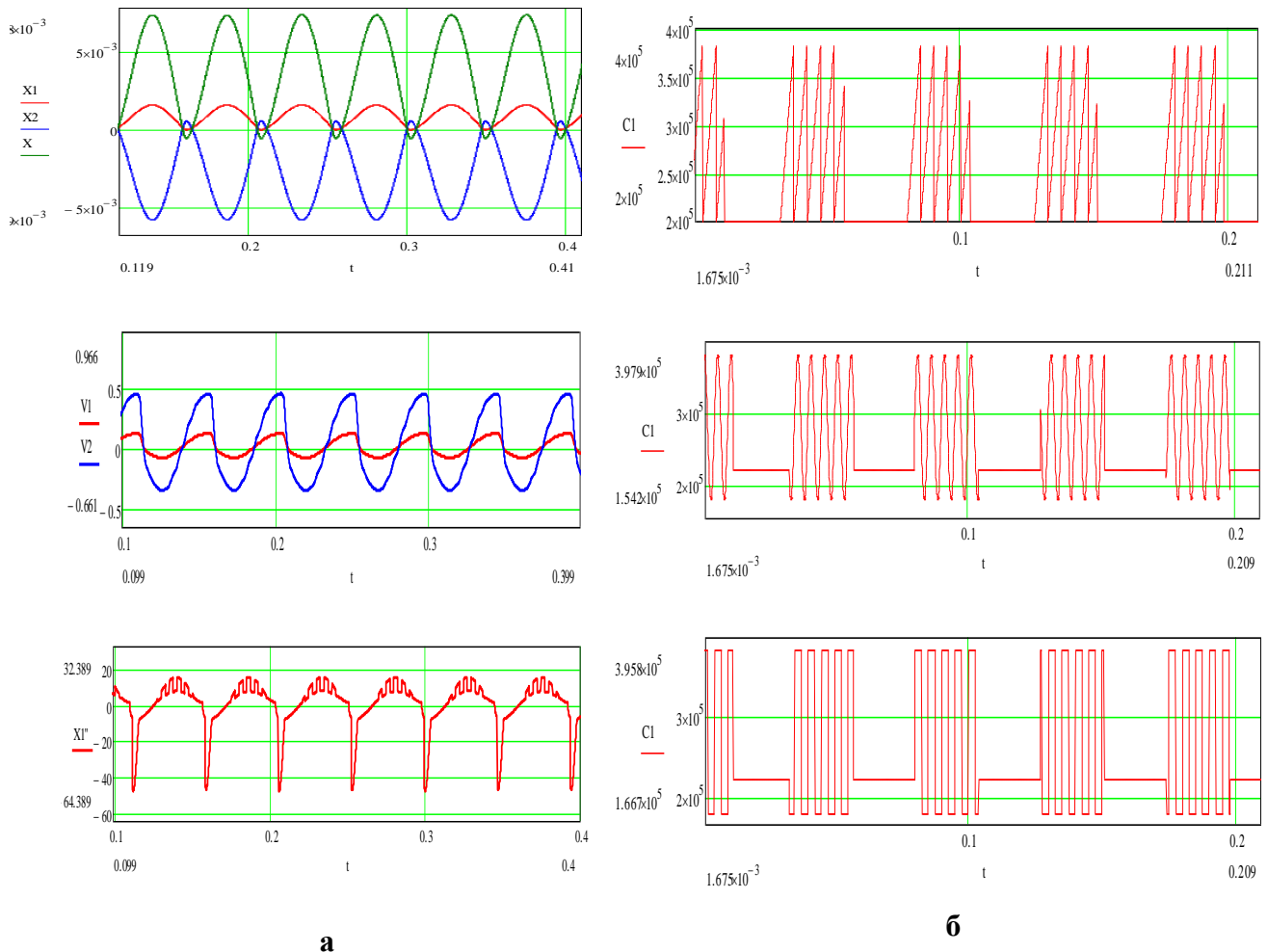


Рисунок 3. Графіки зміни основних параметрів системи за умови керуючої дії $C_1=f(t)$.

а- графіки основних параметрів системи. б- графіки зміни жорсткості ресори.

Графік раціонального закону зміни жорсткості ресори можна представити у вигляді поліноміального ряду:

$$C_1 = -8 \cdot 10^{17} \cdot t^5 + 10^{18} \cdot t^4 - 7 \cdot 10^{17} \cdot t^3 + 2 \cdot 10^{17} \cdot t^2 - 3 \cdot 10^{16} \cdot t + 2 \cdot 10^{15}, \quad (5)$$

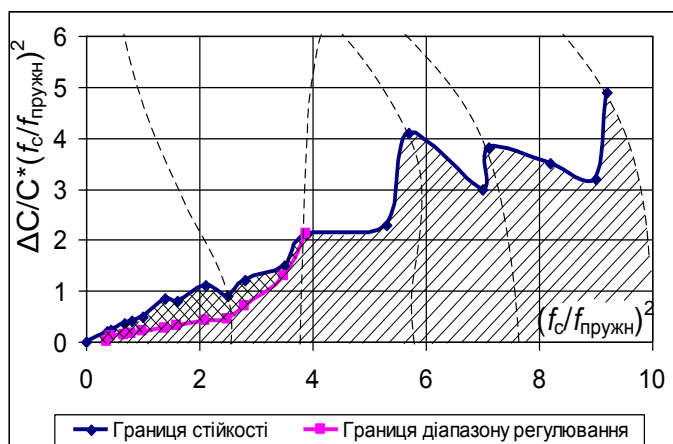


Рисунок 4. Діаграма стійкості.

Для оцінки амплітудно-частотного діапазону керування жорсткістю було побудовано діаграму Стретта – Ван-дер-Поля [2] (рис. 4) на якій показано границю стійкості електромагнітної ударно – вібраційної площадки а також рекомендовану зону керування, тобто раціональні амплітудно-частотні характеристики керуючої функції з точки зору стійкості системи. Це дає можливість реалізувати стійкий полічастотний рух робочого органу.

Наступним етапом досліджень є розробка нової конструкції машини, що розв'язує задачу підвищення якості ущільнення виробів за рахунок реалізації полічастотного режиму руху робочого органу та

ефективності використання живлення електроприводу системи за рахунок використання залишкової енергії котушки, що розсіюється.

Поставлена задача вирішується шляхом вдосконалення існуючої машини за рахунок встановлення електромагнітного підвішування ударника у вигляді додаткових електромагнітів-соленоїдів та системи керування на які спрямовується перерозподілена та залишкова енергія поля основної котушки на ділянці зворотного ходу (рис.5) [5].

Особливість роботи нової конструкції полягає в тому, що в момент відриву буферів залишкова енергія котушки основного електромагніта подається через програмований мікроконтролер на котушки електромагнітів-соленоїдів підвішування, створюючи високочастотну зміну жорсткості системи підвішування ударника і, таким чином, забезпечує полічастотний характер руху робочого органу.

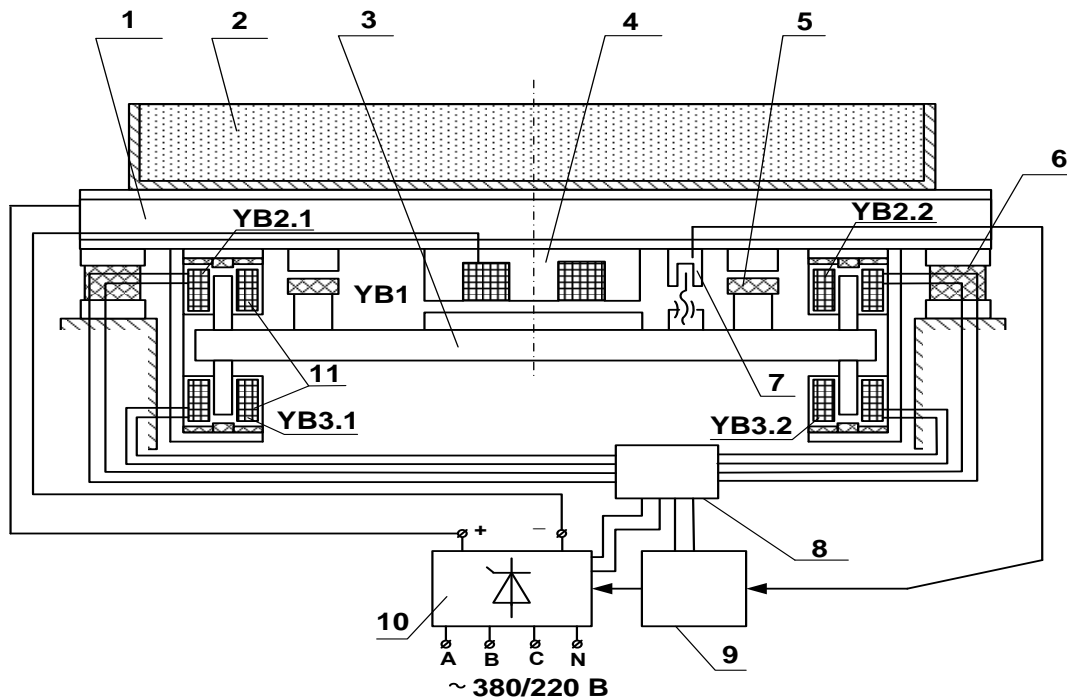


Рисунок 5. Електромагнітна ударно-вібраційна установка для формування бетонних виробів:

- 1 – робочий орган, 2 – форма з сумішшю, 3 – ударник, 4 – основний електромагніт (YB1),
- 5 – буферні елементи, 6 – опорні амортизатори, 7 – індукційний датчик, 8 – програмований мікроконтролер, 9 – блок керування, 10 – тиристорний випрямляч, 11 – соленоїд підресорювання (YB2.1-YB2.2, YB3.1-YB3.2).

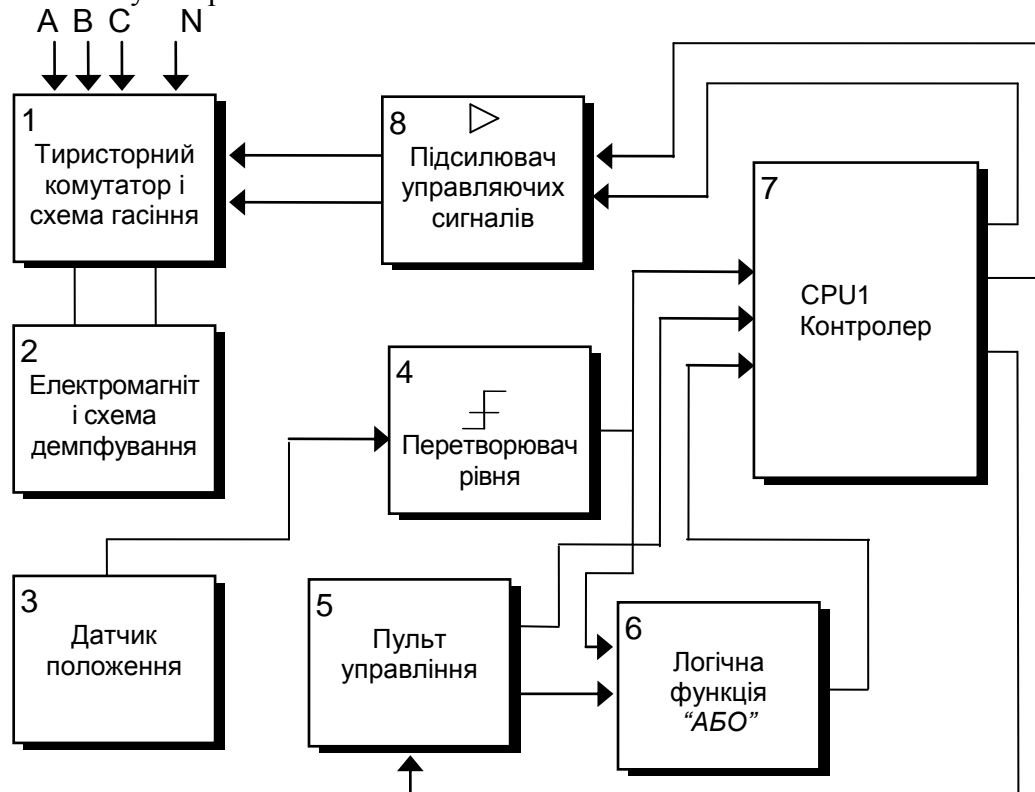
Для ефективної роботи віброустановки розроблена схема управління, що побудована на базі сучасного програмованого контролера PIC 16C47. Застосування схеми управління дає можливість програмно керувати роботою вібромашини а також змінювати програму управління у відповідності до технологічних вимог.

На рис.6 наведено схему системи управління електромагнітним приводом [6].

В електромагнітних приводах постійного струму основним недоліком є виникнення зворотного струму в силових котушках електромагніта після його вимикання. Тобто частина електричної енергії перетворюється на електромагнітну енергію поля, а після вимикання струму живлення іде зворотний процес перетворення електромагнітної енергії у електричну, причому напрямок струму буде зворотний. Традиційно у таких випадках застосовують демпфування, тобто паралельно із силовою котушкою електромагніта підключають коло з послідовно-з'єднаними діодом та резистором. Недоліком цієї схеми є перетворення значної кількості електричної енергії на теплову, що незворотно втрачається.

Але є ще один шлях, який передбачає вирішення двох проблем одночасно. Існує можливість повернути зворотну енергію силових котушок і направити її на допоміжні котушки з метою форсування приводу. Саме ця невикористана енергія спрямовується на систему керування жорсткістю підвіски ударника.

Тиристорний комутатор – 1 підключений до мережі змінного струму напругою 220/380 В частотою 50 Гц, електромагніти зі схемою демпфування – 2 підключені до тиристорного комутатора.



Також передбачена схема примусової комутації струму в силових тиристорах. Для визначення положення ударника та запуску схеми управління використовується безконтактний датчик положення КВД-011-03, 400 датчик положення. Для узгодження датчика положення та схеми управління використовується перетворювач рівня – 4. Пульт управління - 5, логічний блок - 6, контролер – 7 та підсилювач управляючих імпульсів - 8. Блок – 6 виконує логічні функції відповідно “І” та “АБО”. В якості генератора тактових імпульсів використовується вбудований таймер з кварцевим резонатором, необхідний для роботи підсилювача сигналів – 8, побудованому на імпульсних трансформаторах та для забезпечення гальванічної розв'язки.

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 підвішування розташовані зверху та знизу ударника. Від осевого переміщення ударник утримується двома направляючими осями. Загальний вигляд установки, конструктивні рішення магнітного підвішування, а також встановлення електромагніта та буферів наведено на рис. 7. а,б,в,г.

Установка створена з ціллю перевірки працездатності зміненої конструкції підвіски, проведення досліджень основних параметрів роботи системи а також створення на її основі вдосконаленої моделі з керованими параметрами роботи.

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



в



г

Рисунок 7. Лабораторна двомасова електромагнітна ударно-вібраційна установка зі зміненою конструкцією підвіски ударника.

Висновки:

1. За результатами теоретичних досліджень отримано стійкий полічастотний рух робочого органу.
2. Знайдено раціональний закон зміни жорсткості підвіски ударника в межах одного періоду коливань.
3. Запропонована нова конструкція підвіски ударника, що дає змогу реалізовувати полічастотний режим руху.
4. Створено лабораторну модель двомасової електромагнітної ударно-вібраційної установки з магнітно-підвішаною конструкцією ударника.

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. – Деклараційний 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.

Технологія і організація виробництва

УДК 693.54

В.А. Голубничий, м.н.с. КНУБА,
Г.А. Голубничий, м.н.с. НДІБК

МІЦНІСТЬ БЕТОНІВ У КОНСТРУКЦІЯХ ЛОГІСТИЧНОГО ЦЕНТРУ ЗБУДОВАНОГО ЗА ІНОЗЕМНІ ІНВЕСТИЦІЇ

АНОТАЦІЯ. Наведені результати досліджень міцності бетонів у залізобетонних конструкціях логістичного центру.

Ключові слова: бетони, міцність, конструкції.

АННОТАЦИЯ. Приведены результаты исследований прочности бетонов железобетонных конструкций логистического центра.

Ключевые слова: бетоны, прочность, конструкции.

SUMMARY. The results of researches of concrete strength of reinforced concrete construction logistics center is resulted.

Key words. concrete, strength, construction.

Постановка проблеми. Проблема покращення властивостей бетонів, у тому числі підвищення їх міцності, при спорудженні будівельних об'єктів з монолітного бетону в теперішній час відноситься до актуальних. Це пов'язано з їх впливом не тільки на експлуатаційні властивості цих споруд, але і на економічні результати будівництва.

Зв'язок з науковими і практичними завданнями і аналіз останніх досліджень і публікацій. В Україні та інших іноземних державах проведені вагомні наукові роботи, які спрямовані на вирішення проблеми отримання бетонів з проектними показниками їх властивостей, у тому числі їх міцності, при спорудженні будівельних об'єктів з монолітного бетону [1...3]. Внаслідок їх впровадження науково забезпечено спорудження багато- і малоповерхових житлових будинків, споруд промислового призначення та багато інших і окремих залізобетонних конструкцій з застосуванням монолітного бетону.

Будівництво логістичних центрів за іноземні інвестиції відрізняється значними вимогами як до темпів, так і якості будівельних робіт, у тому числі бетонних. При цьому однозначно бетони у конструкціях цих об'єктів повинні стабільно досягати проектних показників по міцності.

Метою роботи є дослідження міцності бетонів у конструкціях логістичного центру.

Виклад основного матеріалу. На житомирському шосе на відстані 30 км від м. Києва збудовано логістичний центр загальною площею 60 тис. м². Будівництво здійснювалось за рахунок інвесторів з м. Москва. При спорудженні фундаментів застосовано бетон з проектним класом по міцності при стиску В25 Р4, а залізобетонних конструкцій, які розташовані на відмітках вище за 0.000-В30Р4.

Склади бетонів наведених класів по міцності при стиску, характеристики бетонних сумішей і бетонів наведені у табл. 1. При їх виготовленні були застосовано: цементи ПЦ І-500 Балаклійського цементно-шиферного комбінату і ПЦ ІІ/Б-Ш-400 Криворізького цементно-гірничого комбінату, нормальна густина їх цементного тіста не перебільшувала 27%.; пісок річковий дніпровський з Мкр = 1.3, вологість 4 мас.%; щебінь гранітний Коростенського кар'єру фракції 5...20 мм; суперпластифікатор СП-1 – ТОВ „Поліпласт” Новомосковськ (Росія), який вводили у кількості 0.6% від маси цементу. Проведені дослідження свідчать, що суперпластифікатор відповідає вимогам ДСТУ БВ.2.7-69-98.

Склад бетонних сумішей, технологія їх виготовлення, правила приймання, методи контролю і транспортування відповідала ДСТУ БВ.2.7.-96-2000 “Суміші бетонні. Технічні умови”.



При визначенні проектних показників кубкової міцності бетонів на стиск після їх твердіння у нормальних умовах використовується залежність (1, 2)

$$R_6 = AR_{ц} \left(\frac{Ц}{В} - 0.5 \right) \quad \text{для бетонів з } \frac{В}{Ц} \geq 0.5 ; \frac{Ц}{В} \leq 2.5 \quad (1)$$

$$R_6 = A_1 R_{ц} \left(\frac{Ц}{В} + 0.5 \right) \quad \text{для бетонів з } \frac{В}{Ц} \leq 0.5 ; \frac{Ц}{В} \geq 2.5 \quad (2)$$

Величини коефіцієнтів A і A_1 , що характеризують якість заповнювачів відповідно дорівнюють: 0.65 та 0.43 (при застосуванні високоякісних заповнювачів – щебінь із щільних гірських порід з високою міцністю – марка по міцності при їх випробуванні у циліндрі не менше за 1200, пісок з $M_{кр} > 2.0$); 0.60 та 0.40 (при застосуванні звичайних заповнювачів); 0.55 та 0.37 (при застосуванні заповнювачів погіршеної якості – щебінь із щільних порід з маркою по міцності при випробуванні у циліндрі менше за 1000, пісок з $M_{кр} < 1.5$).

У формулах (1, 2): $Ц$ – витрати цементу на 1 м^3 бетону, кг; $В$ – витрати води на 1 м^3 бетону, л; $R_{ц}$ – активність цементу після його твердіння на протязі визначеного часу у стандартних умовах, МПа.

Витрати води у бетонних сумішях залежить від виду і витрат цементу, піску, щебеню, добавок ПАР. Її спочатку визначали по таблицям або графікам наведеним в [1]. Потім теоретичні витрати води корегували з урахуванням виду ПАР і умовної групи цементів. Остання відноситься до 1-ої, якщо вміст у клінкері цементу C_3S перебільшує 49 мас.%, а C_3A – менше за 6 мас.%; до 2-ої – C_3S знаходиться у межах 40...49 мас.%, C_3A – 6...8 мас.%; до 3-ої – C_3S знаходиться у межах 33...40 мас.%, C_3A – 8...10 мас.%. Орієнтовне зменшення витрат води у бетонних сумішах з рівною рухливістю в залежності від групи цементу і витрат суперпластифікатора дорівнює (1): вміст суперпластифікатора 0.5 % від маси цементу 1-ої групи – 18, 2-ої – 17, 3-ої – 15 мас.%; вміст суперпластифікатора 0.75 % від маси цементу 1-ої група – 23, 2-ої – 22, 3-ої – 19 мас.%; вміст суперпластифікатора 1.0 % від маси цементу 1-ої група – 28, 2-ої – 27, 3-ої – 24 мас.%; вміст суперпластифікатора 1.25 % від маси цементу 1-ої група – 33, 2-ої – 32, 3-ої – 25 мас.%. Отримані розрахунковим шляхом витрати води корегували шляхом виготовлення пробних партій бетонних сумішей.

Таблиця 1.

Склад і характеристика бетонних сумішей.

N п/п	Склад бетонних сумішей, кг/м ³				Густина сумішей, кг/м ³
	Цемент	Пісок	Щебінь	Вода	
1	410	660	1180	180	2430
2	490	590	1170	185	2435
3	350	725	1180	180	2435
4	400	475	1180	180	2433

Примітки: осадка конусу бетонних сумішей (ок) дорівнювала 19 см; у бетонних сумішах № 1,2 застосовано цемент ПЦ П/Б-Ш-400 Криворізького цементно-гірничого комбінату, №3,4-ПЦ І-500 Балаклійського цементно-шиферного комбінату.

Температура бетонних сумішей до початку їх укладання у конструкції у літній період не перевищувала 303...308 К. Догляд за бетоном починали безпосередньо після його укладання у конструкції і продовжували до моменту досягнення ним проектною міцності.

Результати визначення міцності бетонів при стиску, при випробуванні кубиків і такої безпосередньо у конструкціях наведені у табл. 2,3.

Визначено, що найбільші показники спостерігаються у бетонів, які тверділи у нормальних умовах. При їх твердінні у повітря сухих умовах, при середній температурі навколишнього середовища 293 К, міцність при стиску після 28 діб твердіння дорівнює 98...100% від такої після твердіння бетонів на протязі такого ж терміну у нормальних

умовах.

Таблиця 2

Кубкова міцність бетонів при стиску після їх твердіння у різних умовах.

№ п/п	Умови твердіння					
	Нормальні		Повітря – УХ1 При T = 303		На морозі при T = 263 К	
	Тривалість твердіння, діб					
	7	28	7	28	7	28
1	23.0	33.9	21.4	31.5	20.7	28.8
2	28.4	41.8	26.4	38.8	25.6	36.4
3	23.6	33.7	22.0	31.3	21.2	28.6
4	28.9	41.2	26.9	38.3	26.0	36.0

Примітка: склади бетонів відповідають порядковим номерам наведених у табл. 1.

При підвищенні середньої температури навколишнього середовища до 303 К цей показник коливається у межах 90...97% у порівнянні з таким при твердінні бетонів у нормальних умовах. При твердінні бетонів у зимовий період, з середньою температурою навколишнього середовища 263 К, на протязі 28 діб їх міцність при стиску складає 83...90% від такої при твердінні бетонів у нормальних умовах на протязі такого ж терміну.

Таблиця 3.

Міцність бетонів при стиску у конструкціях після 28 діб їх твердіння у різних умовах.

№ п/п	Умови твердіння					
	Повітря сухі				На морозі	
	Середня T = 293 К		Середня T = 303 К		Середня T = 263 К	
	Метод випробування					
	Механіч.	Керн	Механіч.	Керн	Механіч.	Керн
1	32.2	34.0	30.5	32.9	28.1	30.5
2	29.7	42.0	37.6	40.6	34.7	37.6
3	32.0	33.8	30.3	32.7	28.0	30.3
4	39.2	41.3	37.1	40.0	34.2	37.0

Примітки: склади бетонів відповідають порядковим номерам наведеним у табл. 1; при випробуванні міцності бетонів у конструкціях механічним методом неруйнівного контролю застосовано молоток Кашкарова.

Отримані результати свідчать про те, що міцність бетону суттєво пов'язана з вмістом у них вільної води, а також її станом. Так при їх твердінні у повітря сухих умовах спостерігається її вилучення. При чому інтенсивність цього процесу посилюється при підвищенні температури навколишнього середовища і зниженні його відносної вологості. Це призводить до уповільнення процесу гідратації цементів незалежно від їх виду, поменшанню у бетонах як коагуляційних, так і кристалізаційних контактів між його складовими. Наслідком чого є послаблення міцності бетонів.

При зниженні температури навколишнього середовища нижче за 273 К частина вільної води, яка знаходиться у порах з умовним радіусом більшим за 10 мкм, переходить у твердий стан. Крім цього внаслідок поменшання температури уповільнюється хімічний процес взаємодії води із складовими цементів. Наслідком цього є уповільнення швидкості збільшення міцності бетону.

При визначенні температури у бетоні залізобетонних конструкцій встановлено їх суттєву неоднорідність по їх перерізу. Так у центральних їх зонах, у перші 1...3 діб твердіння бетону, вона може дорівнювати 323...368 К, а у поверхневих вона залежить від терміну твердіння бетонів, їх складу, виду цементу і температури навколишнього середовища. Це пов'язано з процесами конвективного теплообміну поверхні залізобетонних конструкцій з навколишнім середовищем і теплопередачі теплопровідністю від центральних до поверхневих зон цих конструкцій. Коефіцієнт теплопровідності важких бетонів залежить від їх густини, температури і вологості. У застосованих бетонів він



дорівнював 1.43...1.47 Вт/м·С. Їх коефіцієнт теплоємності змінювався у межах 0.82...0.86 кДж/кг·С, а коефіцієнт температуропровідності – 25.5...26.0 м²/(год·10⁻⁴).

Теплообмін між зовнішньою поверхнею залізобетонних конструкцій і оточуючим повітрям характеризується коефіцієнтом конвективного теплообміну (a_k)

$$a_k = (9.28 + 0.07t_n)(1 + 0.2V) \quad (3)$$

Де V – швидкість повітря, м/с.

t_n – температура поверхні залізобетонних конструкцій.

Тривалість витримки бетону, на протязі якої температура його поверхні зменшується до 0°С вираховується по залежності

$$\tau = \left[(m_0 C t_{б.п.} + \Pi \epsilon) R_{заг} / a_k M_n (t_{б.ср.} - t_{з.п.}) \right] \quad (4)$$

Де τ – тривалість витримки бетону, на протязі якої температура його поверхні у зимовий період зменшується до 273 К, год; m_0 – густина бетону, кг/м³; C – питома теплоємність бетону, Дж/(кг·К); $t_{б.п.}$ – початкова температура бетону, К; Π – витрати цементу на 1 м³ бетону, кг; ϵ – тепловиділення 1кг цементу за 1 год, Дж; $R_{заг}$ – загальний термічний опір опалубки і теплоізоляції, $R_{заг} = K_4 t + h_1/k_1 + h_2/k_2 + \dots + h_n/k_n$, де $K_4 = 0.05$, h_p – товщина шарів опалубки і теплоізоляції, м, k_1, k_2, \dots, k_n – коефіцієнти теплопередачі відповідних шарів опалубки і теплоізоляції, Вт/м² К; a_k – коефіцієнт конвективного теплообміну, Вт/м² К; $M_n = f/V$ – модуль поверхні залізобетонних конструкцій, f – площа поверхні, м², V – об'єм - м³; $t_{б.ср.}$ – середня температура бетону за період витримки, К; $t_{з.п.}$ – температура зовнішнього повітря, К, $t_{з.п.} = t_{б.п.}/(K_1 + K_2 M_n + K_3 \cdot t_{б.п.})$, де $K_1 = 1.03$, $K_2 = 0.181$, $K_3 = 0.006$.

Більші температури бетону у центральних зонах конструкцій, у порівнянні з такими у їх поверхневих, обумовлюють прискорені темпи підвищення його міцності у центральних зонах, у порівнянні з такими у його поверхневих, у перші 1...7 діб твердіння бетону. Крім цього, на протязі цього терміну має місце переніс води і затиснутого повітря від центральних до поверхневих зон конструкцій. Наслідком чого є більші показники міцності бетону у центральних зонах конструкцій, у порівнянні з такими у поверхневих його зонах. Що фіксується випробуванням на міцність кернів з центральних частин залізобетонних конструкцій і випробуванням міцності бетону конструкцій неруйнівним методом механічного контролю, у тому числі з застосуванням молотка Кашкарова або інших приладів.

Висновки.

1. Міцність бетону у залізобетонних конструкціях у перші 28 діб його твердіння у центральних їх зонах перевищує таку у поверхневих зонах конструкцій.
2. Міцність бетону після його твердіння у нормальних умовах на протязі 28 діб перевищує таку після його твердіння у повітря сухих умовах з середньою температурою 303 К і на морозі з середньою температурою 263 К. Збільшення температури навколишнього середовища вище за 303 К, без проведення ефективних заходів по захисту бетону, або її поменшання нижче за 263 К підвищує цю різницю.
3. При випробуванні міцності бетону залізобетонних конструкцій неруйнівними методами контролю з застосуванням приладів механічного принципу дії, при твердінні бетону навіть у літній період на протязі до 28 діб включно, необхідно враховувати той факт, що міцність бетону близько поверхні конструкцій нижча, ніж при випробуванні кубиків, а також у центральних їх зонах.

Література

1. Баженов Ю. М. Технология бетона. – М.: АСВ, 2003.-501 с.
2. Гончаренко Д. Ф., Меерсдорф Е. И. Бурдж Дубай- самое высокое здание в мире./Будівництво України.-2011.-№1.-С.6-11.
3. Веретенников В. И., Долматов А. А., Булавицкий И. С. Технологические факторы, возникающие при возведении вертикальных конструкций каркасных зданий из монолитного железобетона и их последствия. – Технология бетона. - М.: 2006.-№2(6)-С.62-65.

УДК 658.336.8

О.В. Бондарчук, канд. техн. наук, доцент КНУБА

ОСНОВИ ФОРМУВАННЯ КОНФІГУРАЦІЇ ПРОЕКТІВ ЗМІН В СТРУКТУРІ МУЛЬТІПРОЕКТУ РОЗВИТКУ ПРОЕКТНО-ОРІЄНТОВАНИХ ОРГАНІЗАЦІЙ

АННОТАЦІЯ. Запропоновано структурно-комбінаторний підхід і оптимізаційна модель формування складу портфеля проектів змін, які забезпечують розвиток проектно – орієнтованих організацій.

АННОТАЦИЯ. Предложены структурно-комбинированный подход и модель оптимизации формирования состава портфеля проектов изменений, которые обеспечивают развитие проектно – ориентированных организаций.

ANNOTATION. Structure-combinatory approach and optimization model for forming the composition of projects' case changes, which provide development of project-oriented organizations, have been proposed.

Постановка проблеми. Насьогодні протистояти кризовим явищам в економіці України підприємства можуть за рахунок реструктуризації та розвитку своєї діяльності. При цьому головною перешкодою для розвитку організацій стає незадовільний менеджмент, не здатний до впровадження технологій професійного управління в різні сфери діяльності підприємств.

Це є вирішальним фактором, який визначає ефективність розвитку організацій. Відсутність системи управління проектами і програмами приводить до виконання непотрібних проектів або несинхронній їх реалізації, збиткам, авралам, зриванням робіт за найважливішими контрактами, несподіваним проблемам в проектах. [1]. Цю практику необхідно змінювати, у тому числі і шляхом розробки нових підходів до організації управління проектами змін в процесі розвитку організацій. Що і лежить в основі даної роботи.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Проблемі створення методології розвитку організацій присвячено багато наукових розробок [1-4]. В основі їх досліджень - розвиток науково – теоретичного і науково – практичного базису використання методології управління проектами для розвитку підприємств на основі розробки і використання матричної технології проактивного управління розвитком організації. Проте у наведених дослідженнях не розглядалися питання розвитку проектно – орієнтованих організацій через реалізацію окремих проектів. Проведений аналіз дозволяє зробити висновок, про те, що задача створення науково-методичних основ управління окремими проектами розвитку в процесі удосконалення проектного управління представляє складну динамічну систему і потребує наукового рішення.

Викладення основного матеріалу. Конфігурація проектів змін, які входять в мультипроект розвитку проектно-орієнтованої організації (МРПО), може бути описана наступними параметрами: структура робіт проекту змін, час виконання проекту змін, вартість виконання проекту змін, вимоги до виконавців, зовнішня інформація, інформаційна система.

Конфігурація проекту змін $G_i \in \Lambda$, який входить у багатопроєктну структуру мультипроекту розвитку проектно-орієнтованої організації може бути описана наступним чином:

$$\pi_i = \langle O_i, N_i, T_i \rangle, \quad (1)$$

де π_i – перелік організаційних, методологічних та технологічних змін, направлених на розвиток організації;



O_i – організаційні зміни;

N_i – зміни у методології управління проектами, орієнтованої на організацію;

T_i – зміни в інформаційній технології управління проектами.

Конфігурація проекту змін представляє собою сукупність організаційних, методологічних і технологічних змін в структурі організації, які направлені на поліпшення її проектно-орієнтованої діяльності.

Наведена очікувана оцінка ефективності управління проектом змін, який входить в структуру мультипроекту розвитку проектно-орієнтованої організації, визначається як різниця між ефективністю отриманих результатів після виконання необхідних заходів по розвитку організацій, витратами на створення МРПО і витратами, які виділяються на проведення необхідних робіт в МРПО:

$$\Omega = \Omega_0 - \Omega_1 - \Omega_2, \quad (2)$$

де Ω – наведена очікувана оцінка ефективності управління проектом змін, який входить в структуру мультипроекту розвитку проектно-орієнтованої організації;

Ω_0 – наведений результат, отриманий після виконання організаційних, методологічних та технологічних змін по підвищенню ефективності діяльності в проектах;

Ω_1 – витрати на реалізацію проектів змін в МРПО;

Ω_2 – витрати на проекти у проектно-орієнтованої організації.

Величина Ω_1 визначається ефективністю діяльності по управлінню проектом змін, які входять в структуру життєвого циклу мультипроекту розвитку проектно-орієнтованої організації і, відповідно, розраховується як сукупність вартостей виконання робіт проекту.

$$\Omega_1 = \sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i), \quad (3)$$

де $S(g_i)$ - витрати на проект змін g_i , який входить в мультипроект розвитку проектно-орієнтованої організації; $\Lambda^* \subseteq \Lambda$ - підмножина реалізованих проектів змін в мультипроекті розвитку проектно-орієнтованої організації.

Величина Ω_2 представляє собою витрати, необхідні на реалізацію проектів діяльності організації:

$$\Omega_2 = \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*), \quad (4)$$

де $S(G_j / \Lambda^*)$ - витрати на проект G_j , який входить в множину проектів Γ , які виконуються в організації після реалізації в ній проектів змін, які входять в підмножину $\Lambda^* \subseteq \Lambda$.

Величина Ω_0 відображає наведений результат, отриманий при використанні продуктів проектів МРПО в організації після реалізації в ній проектів змін, які входять в підмножину $\Lambda^* \subseteq \Lambda$.

$$\Omega_0 = \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_i / \Lambda^*), \quad (5)$$

де $\mathcal{E}(\rho_i / \Lambda^*)$ - вигоди від отримання продукту ρ_i після реалізації проектів змін $\Lambda^* \subseteq \Lambda$; $\Pi(\Gamma)$ - продукти проектів діяльності організації (множина Γ), які реалізуються в організації, після її розвитку.

Результат визначається як сукупний ефект, який складається з локальних результатів роботи проектів змін, які входять в структуру мультипроєкту розвитку проектно-орієнтованої організації M_{si} .

Таким чином:

$$\Omega = \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_i / \Lambda^*) - \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) - \sum_{g_i \in \Lambda} S(g_i). \quad (6)$$

Під ефективним розвитком організації (через успішну реалізацію МРПО) розуміють такі результати проектів змін, які дозволять отримати результати проектів діяльності організації з меншими витратами, з меншим часом та з більш високою якістю.

$$\sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_i) - \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} \bar{\mathcal{E}}(\rho_i) = \sum_{\rho_i \in \Pi(\Gamma)} [\mathcal{E}(\rho_i) - \bar{\mathcal{E}}(\rho_i)] > 0, \quad (7)$$

де $\bar{\mathcal{E}}(\rho_i)$ - вигоди від отримання продукту ρ_i без розвитку організації (без реалізації проектів змін).

Під ефективним управлінням мультипроєктом розвитку проектно-орієнтованої організації розуміють діяльність, яка забезпечує мінімізацію витрат на реалізацію проектів діяльності організації через отриману в проєктах розвитку оптимальну організацію, методологію і технологію управління проєктами

$$\sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i) + \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) < \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j), \quad (8)$$

де $S(G_j)$ - витрати на проєкт організації G_j без розвитку організації (без реалізації проектів змін).

Або

$$\sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j) - \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) > \sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i). \quad (9)$$

Виникає необхідність у визначенні оптимального змісту мультипроєкту, тобто тільки тих робіт, які направлені на формування ресурсів проєкту змін МРПО, необхідних для його ефективної діяльності. Ця умова, у свою чергу, потребує визначення саме тих продуктів $\pi_i \in \Pi$, які дозволяють максимізувати вираз (6).

Задача побудови раціонального змісту проєкту змін в структурі мультипроєкту розвитку проектно-орієнтованої організації формулюється таким чином: виходячи з представленої математичної моделі МРПО, сформулювати таке наповнення мультипроєкту, для якого:

$$\exists \Lambda^* \subseteq \Lambda: \sum_{\rho_j \in \Pi(\Gamma)} \mathcal{E}(\rho_j / \Lambda^*) - \sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i) - \sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j / \Lambda^*) \rightarrow \max, \quad (10)$$

при обмеженнях:

$$\sum_{G_j \in \Gamma} S(G_j) \leq S_{\text{max}}; \quad (11)$$

$$\sum_{g_i \in \Lambda^*} S(g_i) \leq S_{\text{max}}; \quad (12)$$



де $S_{\delta\iota\varsigma\alpha\epsilon\delta\delta\epsilon\theta}$ – допустимі витрати на розвиток проектного управління в організації;

$S_{\alpha^3\upsilon\epsilon\iota\tau\tau\theta^3}$ – бюджет проектів підприємства.

В загальному випадку

$$S_{\delta\iota\varsigma\alpha\epsilon\delta\delta\epsilon\theta} + S_{\alpha^3\upsilon\epsilon\iota\tau\tau\theta^3} = const.$$

Крім того, обмеженнями цільового виразу (10) можуть служити наступні міркування. Будемо вважати реалізацію МРПО **необхідною**, якщо виконуються умови (7) і (9). Реалізація МРПО **доцільна**, якщо виконується одно з двох умов (7) або (9) і значення виразу (6) додатне.

Висновки і перспективи розвитку. Виходячи з вищесказаного створення ефективної схеми виконання дій в мультипроекті може базуватися на такій структуризації проектів змін і робіт, яке забезпечує реалізацію необхідних організаційних заходів, які направлені на удосконалення діяльності організації. Структура мультипроекту визначається функціональними залежностями в інформаційному середовищі проектів. Але структура робіт, яка може бути використана в інструментальних програмних засобах планування, не може бути визначена із цієї моделі. Її можна визначити лише шляхом об'єднання середовища проектів змін в єдине взаємозв'язане середовище мультипроекту розвитку проектного управління. Що і представлено у даній моделі.

Література

1. Бушуева Н.С. Модели и методы проактивного управления программами организационного развития: (Монографія). – К.: Наук. світ, 2007. - 200 с.
2. Бушуев С.Д. Развитие систем знаний и технологий управления проектами // Управление проектами. - М.: Изд. дом «Гребенникова», 2(2), 2005.- с.18-24.
3. Кононенко И.В. Компьютеризация управления развитием производственно-экономических систем. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2006. – 239 с.
4. Пригожин А.И. [Методы развития организаций](#). - Москва: МЦФЭР, 2003. - 368с.

УДК 693.61:69.059.25

О. С. Молодід, асистент (КНУБА, Київ)

ЗАЛЕЖНІСТЬ ПОКАЗНИКІВ РЕСТАВРАЦІЙНОЇ ЦЕМ'ЯНКОВОЇ ШТУКАТУРКИ ВІД СПОСОБУ УЩІЛЬНЕННЯ ШТУКАТУРНОЇ СУМІШІ

АНОТАЦІЯ: наведено результати досліджень впливу способу ущільнення запропонованої реставраційної цем'янкової штукатурки, після її формування в опалубку, на створення в ній тріщин, міцність на стиск, міцність зчеплення з основою та пористість.

Ключові слова: реставрація, цем'янкова штукатурка, ущільнення, штикування, вібрування, розчинна суміш, фізико-механічні показники.

АННОТАЦИЯ: приведены результаты исследований влияния способа уплотнения предложенной реставрационной цементной штукатурки, после ее формирования в опалубку, на создание в ней трещин, прочность на сжатие, прочность сцепления с основанием и пористость.

Ключевые слова: реставрация, цементная штукатурка, уплотнения, штыкование, вибрирование, растворная смесь, физико-механические показатели.

SUMMARY: the effects of compaction method proposed restoration tsemyankovoyi plaster, after its formation in formwork, to create it cracks, the compressive strength, the strength of adhesion to the base and porosity.

Keywords: restoration, tsemyankova plaster, seal, shtykvannya, vibration, mortar mix, physical-mechanical parameters.

Постановка проблеми. За результатами аналітичних та експериментальних досліджень було запропоновано реставраційну цем'янкову штукатурну розчинну суміш [1]. Лабораторні дослідження запропонованого матеріалу показали, що його експлуатаційні показники відповідають вимогам, установленим Європейською асоціацією реставраторів [2]. Опираючись на загальновідомі положення, автор установив [3], що під впливом певних технологічних чинників, фізико-механічні показники запропонованої штукатурки можуть змінюватись. Для вивчення впливу технології штукатурення, способом формування розчинної суміші в опалубку, на експлуатаційні показники штукатурки із запропонованого матеріалу було виконано ряд експериментальних досліджень [4].

Ціль цієї статті – викладення результатів досліджень впливу способу ущільнення штукатурної розчинної суміші в опалубці на фізико-механічні показники цем'янкової штукатурки.

Виклад основного матеріалу. Експериментальні дослідження виконували в лабораторії, з температурою повітря 18 – 20° С і вологості повітря близько 50 %.

На окремих цеглинах було виготовлено фрагменти штукатурки, методом формування розчинної суміші в прикріплену до цегли опалубку-бортоснастку розміром 250 x 120 мм.

Першого дня на основу для штукатурки на всі цеглини нанесли ґрунтовку «Ceresit СТ 17». На другий день на 50 % площі основи (проґрунтованої поверхні) нанесли контактний шар з допомогою трафарету. Третього дня, безпосередньо перед початком укладання розчинної суміші, поверхню цегли з контактним шаром зволожили до 12 % і відразу ж влаштовували штукатурний шар. Для цього до цегли кріпили опалубку-бортоснастку, змащену мастилом «АГАТ-С5».

Розчинну суміш, з водов'язучим відношенням рівним 1,1, перемішували під час приготування в продовж 2 хвилин.

У дві опалубки-бортоснастки укладали розчинну суміш без ущільнення. У наступні чотири опалубки-бортоснастки укладали розчинну суміш, штикуючи її в двох опалубках по 20 раз металевим стрижнем діаметром 6 мм і в двох інших – 40 раз. Ще в шести опалубках-бортоснастках розчинну суміш ущільнювали вібруванням опалубки. Для вібрування, до бокової металевої сторони опалубки прикладали зусилля перфоратора в режимі «удар». За



хвилину перфоратор виконував 2550 ударів, енергією 2,2 Дж кожен. Таким способом суміш у кожних двох із шести опалубок, вібрували впродовж 10, 30 та 60 с.

Через 24 години, після формування штукатурки, бортоснастка знімали з цегли і оглядали штукатурку на наявність тріщин. Огляд періодично повторювали впродовж наступних 27 діб. За результатами оглядів на отриманих зразках штукатурки тріщин не було виявлено.

Із фрагментів штукатурок розміром 250 x 120 мм вирізали зразки, для визначення їх фізико-механічних показників (міцності на стиск, міцності зчеплення з основою, пористості) за стандартними методиками. Результати дослідів наведені в таблиці 1.

Таблиця 1

Фізико-механічні показники цем'янової штукатурки при різних способах ущільнення розчинної суміші

№ серії дослідів	Спосіб ущільнення	Фізико-механічні показники штукатурки:					
		міцність на стиск, МПа		міцність зчеплення з основою, МПа		пористість, %	
1	без ущільнення	1,85	100 %	0,441	100 %	48,7	100 %
2	штикування 20 раз	2,01	108,6 %	0,450	102,0 %	46,8	96,0 %
3	штикування 40 раз	2,12	114,6 %	0,461	104,5 %	44,6	91,6 %
4	вібрування опалубки 10 с	1,89	102,1 %	0,446	101,0 %	47,6	97,7 %
5	вібрування опалубки 30 с	2,11	114,0 %	0,460	104,3 %	44,4	91,1 %
6	вібрування опалубки 60 с	2,23	120,5 %	0,469	106,3 %	43,3	88,9 %
Вимоги нормативних документів		1,5 - 5		> 0,4		> 45	

Експеримент показав, що при ущільненні суміші штикуванням, міцність штукатурки збільшується майже пропорційно збільшенню кількості разів штикування. Міцність штукатурки, розчинну суміш якої штикували 20 раз, збільшилась на 0,16 МПа у порівнянні із міцністю штукатурки, суміш якої не ущільнювали, а штукатурка, суміш якої штикували 40 раз, має міцність на стиск більшу на 0,27 МПа. Отже, міцність на стиск штукатурних зразків збільшилась на 8,6 % та 14,6 % при штикуванні суміші 20 та 40 разів відповідно, у порівнянні із штукатуркою, суміш якої не ущільнювали.

Аналогічна тенденція збільшення міцності на стиск штукатурних зразків, спостерігається і при збільшенні тривалості вібрації опалубки. Міцність на стиск зразків штукатурки, суміш якої вібрували 10 с, 30 с та 60 с на 2,0 %, 14,0 % та 20,5 % відповідно, вища у порівнянні із штукатуркою, суміш якої не вібрували взагалі.

За результатами експериментів побудовано графіки зміни міцності на стиск штукатурки в залежності від різної кількості роботи ущільнення (рис.1, а, б). Ці залежності апроксимовані математичними функціями.

Отже, міцність штукатурки на стиск змінюється при зміні кількості роботи ущільнення за наступними математичними залежностями:

- при штикуванні:

$$R_{ct} = -6 \cdot 10^{-5} \cdot n^2 + 9,2 \cdot 10^{-3} \cdot n + 1,85 \quad (1)$$

де n – кількість штикування, разів.

- при вібруванні:

$$R_{ct} = -6 \cdot 10^{-5} \cdot t^2 + 1,06 \cdot 10^{-2} \cdot t + 1,82 \quad (2)$$

де t – тривалість вібрування, с.

У цілому слід відмітити, що показники міцності на стиск штукатурки, за результатами всіх дослідів, знаходяться в межах від 1,5 до 5,0 МПа і задовольняють Вимогам нормативних документів до реставраційних штукатурок [2].

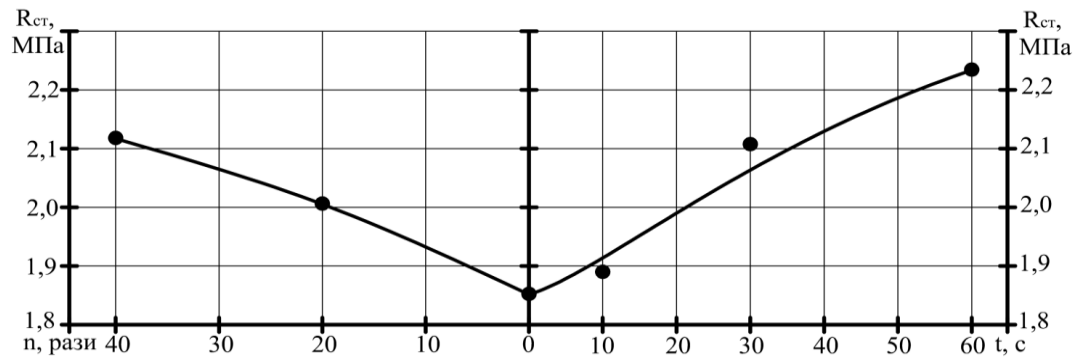


Рис. 1. Залежність міцності штукатурки на стиск від зміни кількості роботи ущільнення розчинної суміші: *a* – штикування; *б* – вібрування.

Міцність зчеплення штукатурного шару з основою на 2,0 % вища при штикуванні розчинної суміші металевим стрижнем 20 разів і на 4,5 % при штикуванні 40 разів, у порівнянні із штукатурним шаром, суміш якого не штикували

Експеримент, також, засвідчив, що збільшення тривалості вібрування опалубки збільшує міцність зчеплення з основою. Так, зі збільшенням тривалості вібрування до 10 с міцність зчеплення з основою збільшується на 1,1 %. Підвищення міцності зчеплення зі збільшенням тривалості вібрування до 30 с та до 60 с складає 4,3 % і 6,3 % відповідно. За результатами експериментів побудовано графіки зміни міцності зчеплення штукатурки з основою в залежності від різної кількості роботи ущільнення (рис.2, а, б). Ці залежності апроксимовані математичними функціями.

Таким чином, міцність зчеплення з основою змінюється при зміні роботи ущільнення за наступними математичними залежностями:

- при штикуванні:

$$R_{bf} = 3 \cdot 10^{-6} \cdot n^2 + 4 \cdot 10^{-4} \cdot n + 0,441 \quad (3)$$

де n – кількість штикування, разів.

- при вібруванні:

$$R_{bf} = -5 \cdot 10^{-6} \cdot t^2 + 8 \cdot 10^{-4} \cdot t + 0,44 \quad (4)$$

де t – тривалість вібрування, с.

Слід зазначити, що всі значення показника міцності зчеплення штукатурки з основою більші ніж 0,4 МПа і задовольняють нормативні вимоги [2].

Пористість штукатурки, суміш якої не ущільнювали, складає 48,7 %, а штукатурки, суміш якої штикували стрижнем 20 разів - 46,8 %, що нижче на 4,0 % від пористості штукатурки, суміш якої не штикували. При збільшенні кількості штикування розчинної суміші до 40 разів, пористість штукатурки знизиться до 44,6 %, що нижче від необхідного, установленого нормами [2]. Нормоване значення пористості передбачено не нижче 45 %.

Пористість штукатурки, розчинну суміш якої ущільнювали вібруванням опалубки протягом 10 с, знизилась на 2,2 % у порівнянні із штукатуркою, суміш якої не вібрували. При вібруванні опалубки з штукатурною сумішшю протягом 30 с та 60 с пористість штукатурки знижується, відповідно на 8,8 % та 11,0 % і складає 44,4 % та 43,3 %, що нижче за мінімальне необхідне значення в 45 %.

За результатами експериментів побудовано графіки зміни пористості штукатурки в залежності від різної кількості роботи ущільнення (рис.3, а, б), ці залежності апроксимовані математичними функціями.

Отже, пористість штукатурки змінюється при зміні роботи ущільнення за наступними математичними залежностями:

- при штикуванні:

$$V_p = -4 \cdot 10^{-4} \cdot n^2 - 8,75 \cdot 10^{-2} \cdot n + 48,7 \quad (5)$$

де x – кількість штикування, разів.

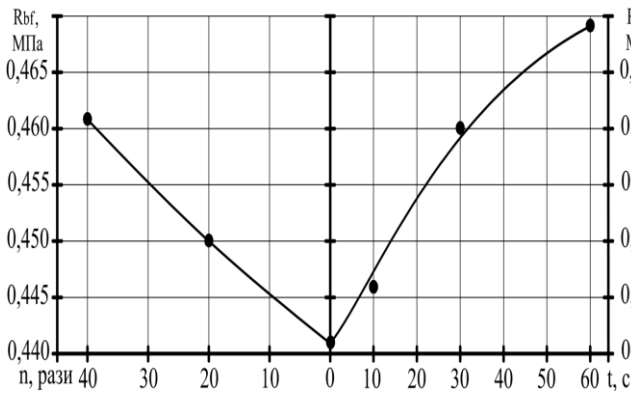


Рис. 2. Залежність міцності зчеплення штукатурки з основою від зміни кількості роботи ущільнення розчинної суміші: а – штикування; б – вібрування.

- при вібруванні:

$$V_p = 1,6 \cdot 10^{-3} \cdot t^2 - 0,192 \cdot t + 48,93 \quad (6)$$

де t – тривалість вібрування, с.

Результати досліджень та їх графічна ілюстрація свідчать, що для отримання необхідної пористості штукатурки (більше 45 %) кількість роботи ущільнення запропонованої розчинної суміші необхідно обмежити (див. рис. 3, табл. 2).

Таблица 2.

Кількість роботи ущільнення розчинної суміші, при якій пористість штукатурки більша 45 %

№ п/п	Спосіб ущільнення	Рекомендована кількість ущільнюючої роботи
1	штикування металевим стрижнем, разів	від 0 до 36
2	вібрування перфоратором опалубки, с	від 0 до 26

Висновки:

1. На функціональну якість реставраційної цем'янкової штукатурки значний вплив має спосіб ущільнення розчинної суміші після її укладання в опалубку.
2. Штукатурка має необхідну міцність на стиск (1,5 – 5 МПа) при ущільненні як штикуванням так і вібруванням. Міцність на стиск зростає пропорційно зі збільшенням роботи ущільнення.
3. Міцність зчеплення штукатурки з основою більша 0,4 МПа виявлена при будь-якому із досліджуваних способів ущільнення розчинної суміші.
4. Пористість штукатурки більша 45 % зберігається при ущільненні розчинної суміші штикуванням до 36 разів або вібруванням опалубки не довше 26 с.

Література

1. Терновий В. І. Дослідження складу реставраційної цем'янкової штукатурки / В. І. Терновий, Р. Б. Гуцуляк, О. С. Молодід // Теорія і практика будівництва. – Київ: КНУБА. – 2011. Вип.7. – С. 19-22.
2. WTA Merkblatt 2-2-91/D. Sanierputzsysteme. Deutsche Fassung. Stand Juli 1992 (Vorversion): Wissenschaftlich-Technische Arbeitsgemeinschaft für Bauwerkserhaltung und Denkmalpflege e.V. – WTA-, München; 1992, 9 S. – [Електронний ресурс]. – режим доступу: <http://www.wta.de/>.
3. Молодід О. С. Виявлення технологічних чинників, які впливають на експлуатаційні показники штукатурок / Молодід О. С. // Сучасні технології, матеріали і конструкції у будівництві. – Вінниця : Універсум-Вінниця. – 2012. – № 1. – С. 66 – 69.
4. Терновий В. І. Дослідження впливу технологічних чинників на основні показники цем'янкової штукатурки / В. І. Терновий, О.С.Молодід / Вісник ОДАБА. – Одеса : «Зовнішпрекламсервіс». – 2012. – Вип. 47. – С. 322 – 327.

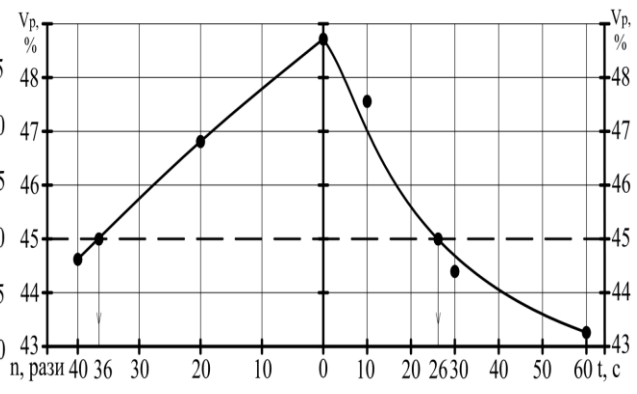


Рис. 3. Залежність пористості штукатурки від зміни кількості роботи ущільнення розчинної суміші: а – штикування; б – вібрування; --- нижня межа рекомендованого значення пористості.

Моделювання технологічних процесів

УДК 531+[621.86.06+627.87.]001.24

Ю.В. Човнюк, к.т.н., доцент,
М.Г. Діктерук, к.т.н., доцент,
К.І. Почка, к.т.н., доцент

АНАЛІТИЧНІ МЕТОДИ РОЗРАХУНКУ НАВАНТАЖЕНЬ ТА ПАРАМЕТРІВ НЕСТАЦІОНАРНИХ КОЛИВАНЬ МЕХАНІЗМІВ ПІДЙОМНО-ТРАНСПОРТНИХ МАШИН

АННОТАЦІЯ. Наведені аналітичні методи розрахунку навантажень та параметрів нестационарних коливань (режими пуску/гальмування) механізмів підйомно-транспортних машин. Досліджені вимушені коливання вказаних лінійних механічних систем з одним ступенем вільності руху при їх проходженні через резонанс. Задача Коші для диференціального рівняння коливань за лінійного закону зміни частоти вимушеної сили розв'язана у термінах інтегралу ймовірностей від комплексного аргументу.

Ключові слова: розрахунок, навантаження, підйомно-транспортні машини, коливання.

АННОТАЦИЯ. Приведены аналитические методы расчёта нагрузок и параметров нестационарных колебаний (режимы пуска/торможения) механизмов подъёмно-транспортных машин. Исследованы вынужденные колебания указанных линейных механических систем с одной степенью свободы движения при их переходе через резонанс. Задача Коши для дифференциального уравнения колебаний при линейном законе изменения частоты вынуждающей силы решена в пределах интеграла вероятностей от комплексного аргумента.

Ключевые слова: расчёт, нагрузка, подъёмно-транспортные машины, колебания.

ANNOTATION. Analytical methods of loads' and transient oscillations parameters' (starting and braking modes) calculations as to the mechanisms of hoisting transport machines are presented. Constrained oscillations of the mentioned linear mechanical systems with one dimensional motion when passing over resonance are examined. Cauchy problem for differential equation of oscillations grounded on the linear law of the constraining force frequency change are solved within the probability integral with complex argument.

Key words: calculation, load, hoisting-transport machines, oscillation.

Постановка проблеми. Вивчення нестационарних коливань процесів у механізмах підйомно-транспортних машин (ПТМ), як у механічних деформованих системах, представляє значний інтерес для сучасної техніки у зв'язку з суттєвим збільшенням потужностей та швидкостей руху вказаних машин.

Нестационарні коливання елементів механізмів ПТМ виникають при неусталених режимах їх роботи, у процесах пуску та гальмування, при балансуванні та інше.

Найбільш повно вивчені нестационарні коливання при переході через резонанс лінійних механічних систем. Однак вичерпного розв'язку, доведеного до практичних застосувань, для багатьох лінійних задач, зокрема, щодо механізмів ПТМ, ще не було отримано.

Для того, щоб отримати розв'язок у замкненому вигляді, необхідно використовувати спрощені розрахункові схеми та уявлення про зовнішні впливи. Найбільш простою і у той самий час розповсюдженою є розрахункова схема, що складається (наприклад, для аналізу динаміки механізму підйому/транспортування вантажу мостовими кранами – система “вантажний візок–канат (гнучкий)–вантаж”) з двох мас, які з'єднані одним пружним ланцюгом. Як правило, у таких задачах для врахування розсіювання енергії коливань застосовується теорія в'язкого тертя. Саме такий підхід реалізований у даній роботі.

Огляд публікацій по темі дослідження. За змістом [1] динамічні моделі ПТМ можуть бути розділені на детерміновані, стохастичні та евристичні. У даній роботі розглядаються



перші, для яких зовнішні впливи та параметри моделі розраховуються як невідомі величини і функції [2, 3]. У деяких дослідженнях частота і форма коливань вважаються незалежними від дисипативних сил [4]. Цій концепції відповідає комплексна теорія затухання коливань, згідно з котрою сила непружного опору залежить від деформації і зсунута по фазі на 90° . У розрахунковому сенсі більш зручною є гіпотеза в'язкого внутрішнього тертя, згідно з якою сила опору пропорційна швидкості деформації. При цьому вважають [1], що паралельно пружному ланцюгу приєднується ланцюг з елементом в'язкого тертя. У цьому випадку зусилля у пружному ланцюгу (навантаження) визначається як добуток коефіцієнта жорсткості на абсолютну деформацію. Стосовно ПТМ обидві гіпотези дають близькі результати, якщо параметри затухання беруться з дослідних даних.

Управлінські моделі мостових кранів з одноканатною підвіскою вантажу у вигляді дискретної маси досить детально розглянуті у літературі [5, 6].

Навантажувальні моделі мостових кранів з одноканатною підвіскою вантажу й дискретними приведеними масами розглянуті у роботах [3, 6, 7].

Нестационарні коливання механічних систем всебічно й детально досліджені у [8]. Результати робіт [1-8] будуть використані у даному дослідженні.

Мета даної роботи полягає у обґрунтуванні аналітичних методів розрахунку навантажень та параметрів нестационарних коливань механізмів ПТМ в межах моделей роботи [1] методами, розвиненими у [8].

Виклад основного матеріалу.

1. Узагальнена модель для розрахунку навантажень у ПТМ В.І. Брауде-М.С. Тер-Мхітарова [1].

Для того, щоб отримати розв'язок у замкненому виді, необхідно використовувати спрощені розрахункові схеми та уявлення про зовнішні впливи. Найбільш простою і у той самий час розповсюдженою є розрахункова схема, що складається з двох мас, які з'єднані одним пружним ланцюгом (спрощена модель функціонування, наприклад, мостових кранів). Процес навантаження навіть у найпростішій двомасовій розрахунковій схемі має складний характер. Це пояснюється тим, що при кожному пуску й гальмуванні системи виникають вимушені пружні коливання мас з відповідними (часто випадковими) початковими умовами. Якщо у розглядуваній задачі для врахування розсіювання енергії коливань застосовується теорія в'язкого тертя, тоді деформація пружного ланцюга $q = q_1 - q_2$ (де q_1 – переміщення ведучої маси m_1 (наприклад, вантажний візок мостового крана), а q_2 – переміщення веденої маси m_2 (вантаж на канаті)), зв'язана з навантаженням S_y у ланцюгу формулою $S_y = q \cdot c$ (c – коефіцієнт жорсткості), визначається у результаті розв'язку диференціального рівняння:

$$\ddot{q} + 2 \cdot n \cdot \dot{q} + \nu_r^2 \cdot q = \frac{1}{m_1 \cdot m_2} \cdot A(t), \quad (1)$$

де n – параметр, що характеризує затухання коливань, $n = \frac{\mu \cdot (m_1 + m_2)}{(2 \cdot m_1 \cdot m_2)}$; ν_r – кругова

частота вільних коливань відповідної консервативної системи, $\nu_r = \sqrt{\frac{c \cdot (m_1 + m_2)}{m_1 \cdot m_2}}$; $A(t)$ –

зовнішній вплив; $A(t) = m_2 \cdot S_o(t) + m_1 \cdot S_0(t)$ ($S_o(t)$ – зусилля двигуна чи гальм, $S_0(t)$ – опір руху); μ – коефіцієнт непружного опору.

Детермінований розв'язок рівняння (1) складається із загального розв'язку відповідного однорідного рівняння (перший доданок) і частинного розв'язку неоднорідного (другий доданок):

$$q(t) = \exp(-n \cdot t) \cdot \left[q_0 \cdot \left(\cos v_0 \cdot t + \frac{n}{v_0} \cdot \sin v_0 \cdot t \right) + \frac{\dot{q}_0}{v_0} \cdot \sin v_0 \cdot t \right] + \frac{1}{v_0 \cdot m_1 \cdot m_2} \cdot \int_0^t [A(\tau) \cdot \exp[-n \cdot (t - \tau)] \cdot \sin v_0 \cdot (t - \tau)] d\tau. \quad (2)$$

У цій формулі q_0 та \dot{q}_0 – початкові значення пружної деформації та її швидкості, а $v_0 = \sqrt{v_r^2 - n^2}$.

У подальшому розглядаємо процеси пуску/гальмування механізмів ПТМ, за яких $S_0(t) \neq 0$, $S_0(t) \rightarrow 0$.

2. Інтегрування диференціального рівняння коливань механізмів ПТМ за лінійного закону зміни частоти вимушеної сили.

Розглянемо у відповідності з [8] нестационарний процес у механізмах ПТМ як у лінійних системах з одним ступенем вільності руху, припускаючи, що джерело енергії має досить велику потужність. Тоді:

$$\frac{1}{m_1} \cdot S_0(t) = P(t) \cdot \cos(\theta(t)), \quad (3)$$

де $P(t)$ – амплітуда вимушеної сили, віднесена до одиниці маси (вантажного візка мостового крану). При цьому частота зовнішньої сили $\nu = \frac{d\theta}{dt}$ є деякою функцією часу t . У найпростішому випадку це лінійна функція:

$$\nu(t) = \varepsilon \cdot t, \quad (4)$$

де ε – швидкість зміни частоти $\nu(t)$.

У подальшому буде видно, що $\nu(t)$ може змінюватись як завгодно у порівнянні з “природною одиницею часу” (період власних коливань) розглядуваної лінійної системи. У випадку нелінійної системи частоту ν будемо вважати повільно змінною величиною у вказаному вище сенсі. Проінтегруємо рівняння (1) з урахуванням (3) при $S_0(t) \rightarrow 0$. Попередньо замість q введемо:

$$q \equiv \varphi = \operatorname{Re} \psi \quad (5)$$

і задовольняє диференціальному рівнянню:

$$\frac{d^2 \psi}{dt^2} + 2 \cdot n \cdot \frac{d\psi}{dt} + v_r^2 \cdot \psi = P(t) \cdot e^{-i \cdot \theta(t)}; \quad i^2 = -1. \quad (6)$$

За допомогою методу варіації довільних сталих за нульових початкових умов $q_0|_{t=0} = \dot{q}_0|_{t=0} = 0$ з (6) маємо:

$$\psi(t) = \frac{1}{k} \cdot \int_0^t P(\bar{t}) \cdot \exp\{-i \cdot \theta(\bar{t}) - n \cdot (t - \bar{t})\} \cdot \sin[k \cdot (t - \bar{t})] d\bar{t}, \quad (7)$$

де $k = \sqrt{v_r^2 - n^2} \equiv v_0$; $\theta(t) = \frac{\varepsilon \cdot t^2}{2} + \delta$; δ – початкова фаза. (Тут для зручності введені позначення роботи [8]).

Інтеграл (7) не виражається через найпростіші функції у замкненій формі, а його чисельний розрахунок наштовхується на певні труднощі, оскільки підінтегральна функція є швидкозмінною (має значні/високі частоти осциляції). Нижче наведений розв’язок задачі, який виражається через інтеграл ймовірностей від комплексного аргументу $W(z)$, для котрого існують досить детальні таблиці [9]. Застосування табульованої функції $W(z)$ для обчислення інтегралу (7) значно скорочує трудомісткість обчислень у порівнянні з чисельним інтегруванням чи використанням збіжних або асимптотичних рядів.



Представляючи у (7) синус за допомогою показникових функцій за відомими тотожностями Ейлера і виносячи за знак інтегралу множники, які не залежать від t , матимемо:

$$\begin{aligned} \psi(t) = & \frac{1}{2 \cdot i \cdot k} \cdot \exp\{(i \cdot k - n) \cdot t - i \cdot \delta\} \cdot \int_0^t P(\tau) \cdot \exp\left[-i \cdot \frac{\varepsilon \cdot \tau^2}{2} - (i \cdot k - n) \cdot \tau\right] d\tau - \\ & - \frac{1}{2 \cdot i \cdot k} \cdot \exp[-i \cdot \delta - (i \cdot k + n) \cdot t] \cdot \int_0^t P(\tau) \cdot \exp\left[-i \cdot \frac{\varepsilon \cdot \tau^2}{2} + (i \cdot k + n) \cdot \tau\right] d\tau. \end{aligned} \quad (8)$$

Введемо замість τ нові змінні, а саме у першому і у другому інтегралі покладемо відповідно:

$$v = \frac{(i-1)}{2 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot (\varepsilon \cdot \tau + k + i \cdot n); \quad u = \frac{(1-i)}{2 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot (\varepsilon \cdot \tau - k + i \cdot n). \quad (9)$$

Підстановка (9) у (8) дає:

$$\psi(t) = \frac{(i-1)}{2 \cdot k \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot \left[\exp(-v^2) \cdot \int_{v_0}^v P \cdot \exp(v^2) dv + \exp(-u^2) \cdot \int_{u_0}^u P \cdot \exp(u^2) du \right] \cdot \exp[-i \cdot (\theta(t))], \quad (10)$$

де u_0 та v_0 – значення u та v при $t = 0$:

$$u_0 = \frac{(1-i)}{2 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot (i \cdot n - k); \quad v_0 = \frac{(i-1)}{2 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot (i \cdot n + k); \quad (11)$$

$$(i \cdot k - n) \cdot t - i \cdot \delta = -i \cdot \theta(t) - v^2 + v_0^2 \quad \text{при} \quad \tau = t; \quad (12)$$

$$-i \cdot \frac{\varepsilon \cdot \tau^2}{2} - (i \cdot k - n) \cdot \tau = v^2 - v_0^2; \quad d\tau = -\frac{(1+i)}{\sqrt{\varepsilon}} \cdot dv; \quad (13)$$

$$-(i \cdot k + n) \cdot t - i \cdot \delta = -i \cdot \theta(t) - u^2 + u_0^2 \quad \text{при} \quad \tau = t; \quad (14)$$

$$-i \cdot \frac{\varepsilon \cdot \tau^2}{2} + (i \cdot k + n) \cdot \tau = u^2 - u_0^2; \quad d\tau = \frac{(1+i)}{\sqrt{\varepsilon}} \cdot du. \quad (15)$$

Вводячи позначення:

$$\tilde{A}(t) = \frac{(i-1)}{2 \cdot k \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot \left[\exp(-v^2) \cdot \int_{v_0}^v P \cdot \exp(v^2) dv + \exp(-u^2) \cdot \int_{u_0}^u P \cdot \exp(u^2) du \right], \quad (16)$$

подамо (10) у вигляді:

$$\psi(t) = \tilde{A}(t) \cdot \exp[-i \cdot (\theta(t))], \quad (17)$$

або після виділення дійсної частини у відповідності з (5) розв'язок диференціального рівняння (6) у виді:

$$\psi(t) = |\tilde{A}(t)| \cdot \cos[\theta(t) + \delta_1(t)]. \quad (18)$$

Тут

$$\delta_1(t) = -\arctg \left[\frac{\text{Im} \tilde{A}(t)}{\text{Re} \tilde{A}(t)} \right], \quad (19)$$

де $\text{Re} \tilde{A}(t)$ та $\text{Im} \tilde{A}(t)$ – дійсна та уявна частини $\tilde{A}(t)$.

З (18) випливає, що $|\tilde{A}(t)|$ представляє собою амплітуду вимушених коливань, які відбуваються зі змінною частотою. Іншими словами, $|\tilde{A}(t)|$ є огибаючою кривої коливального процесу.

3. Проходження системи через резонанс при зростанні частоти вимушеної сили.

3.1. Розглянемо спочатку випадок, коли P не залежить від t .

Тоді, використовуючи результати [8], маємо:

$$\tilde{A}(t) = \frac{(1+i) \cdot P}{4 \cdot k} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{\varepsilon}} \cdot [W(u) + W(v) - W(u_0) \cdot \exp(u_0^2 - u^2) - W(v_0) \cdot \exp(v_0^2 - v^2)];$$

$$W(z) = \exp(-z^2) \cdot \left[1 + \frac{2 \cdot i}{\sqrt{\pi}} \cdot \int_0^z \exp(z^2) dz \right].$$
(20)

При $0 \leq t < \infty$ для амплітуди нестационарних коливань системи з одним ступенем вільності руху при проходженні через резонанс матимемо:

$$|\tilde{A}(t)| = \frac{P}{2 \cdot k \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot |W(u) + W(v) - W(u_0) \cdot \exp(u_0^2 - u^2) - W(v_0) \cdot \exp(v_0^2 - v^2)|.$$
(21)

Відносний динамічний коефіцієнт при нестационарних коливаннях має вид:

$$\beta = \frac{|\tilde{A}(t)|}{A_0} = \frac{n}{\sqrt{\varepsilon}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot |W(u) + W(v) - W(u_0) \cdot \exp(u_0^2 - u^2) - W(v_0) \cdot \exp(v_0^2 - v^2)|,$$
(22)

де A_0 – амплітуда коливань при усталеному резонансі ($A_0 = \frac{P}{2 \cdot n \cdot k}$).

3.2. Розглянемо випадок, коли P залежить від t .

Якщо знехтувати тангенціальною складовою сили інерції неврівноваженої маси, що обертається, тоді амплітуда збурюючої сили може бути подана виразом:

$$P(t) = q \cdot \varepsilon^2 \cdot t^2,$$
(23)

де q – коефіцієнт пропорційності. $q = \frac{P}{k^2}$, тобто q є статичним відхиленням системи від положення рівноваги під дією сили $P = q \cdot k^2$, що відповідає резонансу ($\omega \approx k$).

Слід зазначити, що

$$u + v - 2 \cdot (u_0 + v_0) = \frac{(1-i)}{\sqrt{\varepsilon}} \cdot k.$$
(24)

Враховуючи те, що

$$\int_z^{i\infty} e^{z^2} dz = i \cdot \frac{\sqrt{\pi}}{2} \cdot W(z) \cdot e^{z^2},$$
(25)

для $\tilde{A}(t)$ у цьому випадку матимемо:

$$\tilde{A}(t) = (i-1) \cdot q \cdot \frac{\sqrt{\pi \cdot \varepsilon}}{4 \cdot k} \times$$

$$\times \left\{ \begin{aligned} &(2 \cdot u_0^2 - 1) \cdot [W(u) - W(u_0) \cdot \exp(u_0^2 - u^2)] + \frac{2 \cdot i \cdot u_0}{\sqrt{\pi}} \cdot \exp(u_0^2 - u^2) + \\ &+ (2 \cdot v_0^2 - 1) \cdot [W(v) - W(v_0) \cdot \exp(v_0^2 - v^2)] + \frac{2 \cdot i \cdot v_0}{\sqrt{\pi}} \cdot \exp(v_0^2 - v^2) + 2 \cdot \frac{(1+i)}{\sqrt{\pi \cdot \varepsilon}} \cdot k \end{aligned} \right\}.$$
(26)

Звідси динамічний коефіцієнт при нестационарних коливаннях ($0 \leq t < \infty$):

$$\lambda_t = \frac{|\tilde{A}(t)|}{\left(\frac{P}{k^2}\right)} = \frac{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot \varepsilon}}{4 \cdot k} \cdot \left| \begin{aligned} &(1+i) \cdot \frac{2 \cdot k}{\sqrt{\pi \cdot \varepsilon}} + (2 \cdot u_0^2 - 1) \cdot W(u) + (2 \cdot v_0^2 - 1) \cdot W(v) + \\ &+ \left[\frac{2 \cdot i \cdot u_0}{\sqrt{\pi}} - (2 \cdot u_0^2 - 1) \cdot W(u_0) \right] \cdot \exp(u_0^2 - u^2) + \\ &+ \left[\frac{2 \cdot i \cdot v_0}{\sqrt{\pi}} - (2 \cdot v_0^2 - 1) \cdot W(v_0) \right] \cdot \exp(v_0^2 - v^2) \end{aligned} \right|.$$
(27)

4. Проходження системи через резонанс при зменшенні частоти вимушеної сили.

На відміну від випадку, розглянутого у пункті 3, тут t змінюється від $-\infty$ до 0, що відповідає зменшенню частоти вимушеної сили. У якості початкових умов приймаємо:



$$\psi = 0; \quad \dot{\psi} = 0 \quad \text{при} \quad t \rightarrow -\infty. \quad (28)$$

Тоді впливом початкових умов на розвиток коливань у області резонансу нехтуємо.

Для $\psi(t)$ маємо:

$$\psi(t) = \frac{1}{k} \cdot \int_{-\infty}^t P(\tau) \cdot \exp\{-i \cdot \theta(\tau) - n \cdot (t - \tau)\} \cdot \sin[k \cdot (t - \tau)] d\tau. \quad (29)$$

При $P = const$ й заміні $u_0 \rightarrow u_\infty$ та $v_0 \rightarrow v_\infty$, котрі є значеннями змінних u та v при $t \rightarrow -\infty$, матимемо:

$$\tilde{A}(t) = \frac{(1+i) \cdot P}{4 \cdot k} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{\varepsilon}} \cdot [W(u) + W(v) - W(u_\infty) \cdot \exp(u_\infty^2 - u^2) - W(v_\infty) \cdot \exp(v_\infty^2 - v^2)]. \quad (30)$$

Після деяких спрощень вираз (30) набуває вигляду:

$$\tilde{A}(t) = \frac{(1+i) \cdot P}{4 \cdot k} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{\varepsilon}} \cdot [W(u) - W(-v)]. \quad (31)$$

Звідси відносний динамічний коефіцієнт:

$$\beta = \frac{\tilde{\mu}}{2 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot |W(u) - W(-v)| = \frac{n}{\sqrt{\varepsilon}} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot |W(u) - W(-v)|, \quad (32)$$

де $\tilde{\mu}$ – коефіцієнт, що характеризує затування [8].

5. Застосування формули А.М. Каца [10] для визначення максимальних значень динамічних коефіцієнтів при нестационарних коливаннях та їх графічне зображення.

Використовуючи подані вище позначення, умови резонансу у системі можна за А.М. Кацом [10] визначити наступними співвідношеннями:

$$\frac{v_{рез}}{k} = \xi_m = 1 \pm \frac{1,0854}{\frac{k}{2 \cdot \sqrt{\varepsilon}} \cdot \left(1 + 0,28 \cdot \frac{n}{\sqrt{\varepsilon}}\right)^2}; \quad h = \frac{n}{\sqrt{\varepsilon}}; \quad \lambda^0 = \frac{k}{\tilde{\mu}}; \quad \tilde{\mu} = 2 \cdot n, \quad (33)$$

де $v_{рез}$ – резонансна частота коливань системи.

Тоді відносний динамічний коефіцієнт β приймає вид:

$$\beta = (1 + \alpha) \cdot \beta^0; \quad (34)$$

$$\beta^0 = h \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot |W(-v)|; \quad \alpha = \frac{|W(u) - W(-v)|}{|W(-v)|} - 1; \quad -\infty \leq t < 0. \quad (35)$$

Коефіцієнт γ набуває наступного вигляду:

$$\gamma \equiv \left(\frac{v_{рез}}{k} \mp 1\right) \cdot \lambda^0 \cdot h = \frac{1,0854}{(1 + 0,28 \cdot h)^2}. \quad (36)$$

Слід зазначити, що знак “плюс” у (33) та (36) береться при зростанні поточної частоти коливань системи v від часу t , і, навпаки, знак “мінус” у (33) та (36) береться при зменшенні вказаної частоти v з часом t .

Результати обчислень коефіцієнтів β^0 , α , γ наведені нижче на графіках та за допомогою таблиці 1.

Таблиця 1.

Залежність β^0 та γ від h .

h	0	0,01	0,05	0,10	0,15	0,20	0,25	0,30	0,40	0,50
β^0	0	0,0288	0,1343	0,2471	0,3424	0,4235	0,4928	0,5523	0,6483	0,7208
γ	1,0854	1,0793	1,0556	1,0271	0,9997	0,9733	0,9480	0,9237	0,8778	0,8352

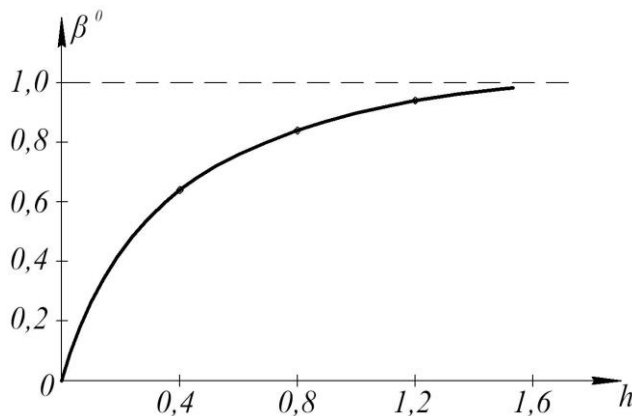
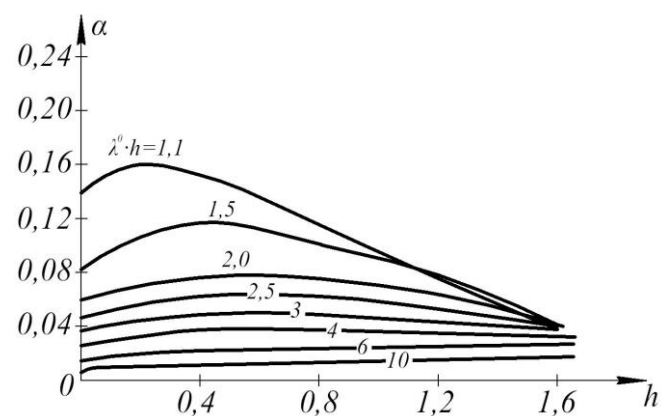
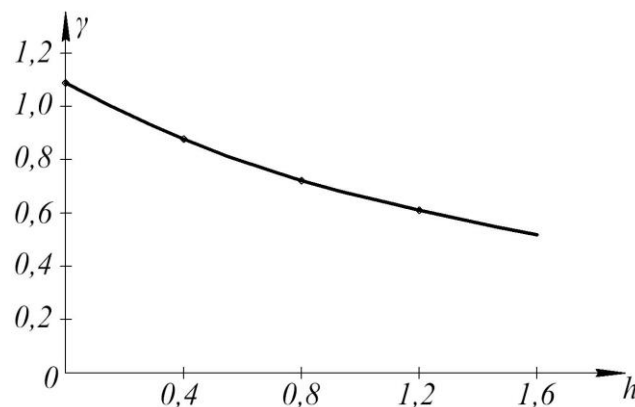
Продовження таблиці 1

h	0,60	0,70	0,80	0,90	1,00	1,10	1,20	1,30	1,40
β^0	0,7764	0,8194	0,8531	0,8773	0,9009	0,9178	0,9315	0,9427	0,9517
γ	0,7956	0,7588	0,7245	0,6924	0,6625	0,6344	0,6081	0,5834	0,5602

Таким чином, для визначення максимального значення відносного динамічного коефіцієнта β при зменшенні частоти й постійній амплітуді вимушеної сили необхідно використати вираз (34) та графіки (рис. 1, 2), з яких за заданим значенням λ^0 та h визначаються α та β^0 . Як видно з рис. 2, вже при $\lambda^0 \cdot h > 6$ з точністю до 2% можна прийняти $\beta = \beta^0$. При $h > 1,4$ коефіцієнт β несуттєво відрізняється від одиниці, й у цьому випадку не має сенсу розглядати нестационарний режим.

Випадок, коли $\lambda^0 \cdot h < 1,1$, у практиці має малу ймовірність, а якщо й можливий, тоді найбільша амплітуда коливань системи досягається при $\xi = 0$ й обчислюється за формулою:

$$|\tilde{A}(t)| = \frac{P}{k^2} \cdot \lambda^0 \cdot h \cdot \sqrt{\frac{\pi}{2}} \cdot |W(u_0) - W(-v_0)|. \quad (37)$$

Рисунок 1. Залежність β^0 від h .Рисунок 2. Залежність α від h .Рисунок 3. Залежність γ від h .

Тим самим отримані графіки коефіцієнтів β^0 та α охоплюють всі практично можливі значення λ^0 та h .

Висновки.

1. Обґрунтовані аналітичні методи розрахунку навантажень та параметрів нестационарних коливань механізмів підйомно-транспортних машин (ПТМ).

2. Для фізико-механічного та математичного моделювання використаний підхід до розрахунку навантажень у ПТМ В.І. Брауде-М.С. Тер-Мхітарова [1].



3. Досліджені основні характеристики/параметри нестационарних коливань вказаних механізмів за наступних умов: а) лінійний закон зміни частоти вимушеної сили (зростання/спадання) з плином часу; б) за наявності залежності амплітуди вимушеної сили від часу.

4. Для визначення максимальних значень динамічних коефіцієнтів при нестационарних коливаннях механізмів ПТМ використані наближені формули А.М. Каца [10].

5. Отримані у роботі результати можуть у подальшому слугувати для уточнення й удосконалення існуючих інженерних методів розрахунку навантажень механізмів ПТМ як на стадіях їх проектування/конструювання, так і в режимах реальної експлуатації.

Література

1. Брауде В.И. Системные методы расчёта грузоподъёмных машин. / В.И. Брауде, М.С. Тер-Мхитаров. – Л.: Машиностроение. Ленигр. отд-ние, 1985. – 181 с.
2. Волков Д.П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов. / Д.П. Волков. – М.: Машиностроение, 1965. – 463 с.
3. Гохберг М.М. Металлические конструкции подъёмно-транспортных машин. / М.М. Гохберг. – Л.: Машиностроение, 1976. – 450 с.
4. Брауде В.И. Вероятностные методы расчёта грузоподъёмных машин. / В.И. Брауде. – Л.: Машиностроение, 1978. – 229 с.
5. Артемьев П.П. Грузоподъёмные машины на речном транспорте. / А.А. Артемьев, В.И. Брауде, Н.П. Гагарин. – М.: Транспорт, 1981. – 245 с.
6. Казак С.А. Расчёты динамических процессов в крановых и экскаваторных механизмах. / С.А. Казак. – Рукопись деп. в ВИНТИ, № 355. – 78. – М., 1979. – 208 с.
7. Смехов А.А. Оптимальное управление подъёмно-транспортными машинами. / А.А. Смехов, Н.И. Ерофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 423 с.
8. Голоскоков Е.Г. Нестационарные колебания механических систем. / Е.Г. Голоскоков, А.П. Филиппов. – К.: Наукова думка, 1966. – 336 с.
9. Фаддеева В.Н. Таблицы значений интеграла вероятностей от комплексного аргумента. / В.Н. Фаддеева, Н.М. Терентьев. – М.: Гостехиздат, 1954. – 600 с.
10. Кац А.М. – В кн.: Инженерный сборник. – М.: Изд-во АН СССР, 1947. – Т. 3. – № 2.

УДК 621.875.322-82

В.І. Лесько, доцент КНУБА
Л.Г. Лесько, к.ф.-м.н., доцент НМУ

ІМОВІРНІСНІ МОДЕЛІ ПАРАМЕТРИЧНОЇ НАДІЙНОСТІ ГІДРОПРИВОДІВ МАШИН

АНОТАЦІЯ. В роботі розроблені імовірнісні моделі надійності елементів гідроприводів будівельних машин з урахуванням специфіки їх функціонування та формування параметричних відмов гідропривода.

АНОТАЦІЯ. В работе представлены разработанные вероятностные модели надежности элементов гидроприводов строительных машин с учетом специфики их функционирования и формирования параметрических отказов гидропривода.

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

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

Мета і постановка задачі. Мета роботи полягає в розробці моделей параметричної надійності гідроприводів БДМ, які змогли би враховувати специфіку будови і функціонування гідроприводів. 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, 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 наявних умов роботоздатності та формування параметричних відмов гідроприводів на прикладі однокішшових екскаваторів (ОЕ) 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 ділянки (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 *a* (рис.1). Так як гідроелементи за гідросхемою ФД з'єднані послідовно, то можна довести, що їх зношення і збільшення внутрішніх витоків в кожному із них в однаковій мірі впливає на її ОККД, роботоздатність та формування вказаної відмови. Таким чином, досягнення граничного стану функціональною ділянкою є загальним результатом об'єднаного стохастичного процесу зміни технічного стану обох елементів, граничний стан яких виражається через загальний граничний об'ємний ККД $\eta_{ФД_{ГРАН}}$. Технічний стан ФД при цьому буде оцінюватися узагальненим ОККД:

$$\eta_{ФД} = \eta_{гр} \cdot \eta_{ци}, \quad (2)$$

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

$\eta_{ци}$ - ОККД гідроциліндра.

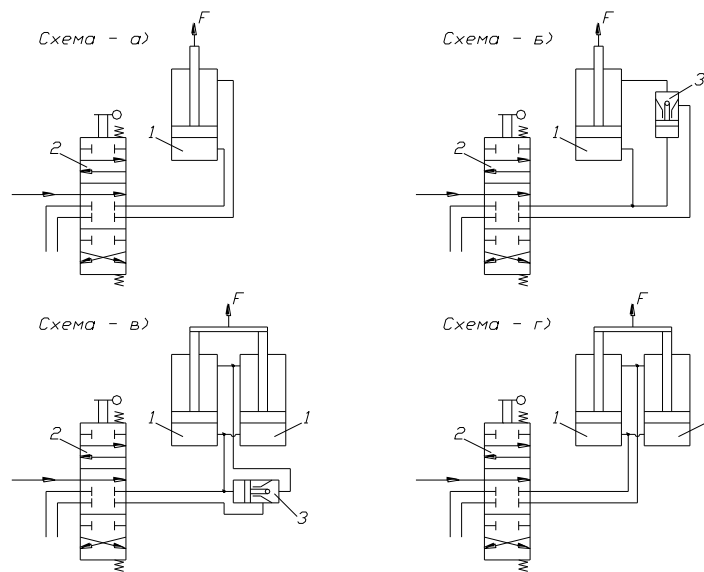


Рисунок 1. Гідравлічні схеми під'єднання гідроциліндрів в функціональних ділянках:
1-гідроциліндр; 2-гідророзподільник, 3-гідрозамок або клапан керований зворотній.

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

$$\varphi_{ФД} = \eta_{гр} \cdot \eta_{ци} - \eta_{ФД_{гран}} > 0, \quad (3)$$

а імовірність збереження роботоздатності ФД запишеться так:

$$P = P\{\varphi(\eta_{гр} \cdot \eta_{ци}) - \eta_{ФД_{гран}} > 0\} \quad (4)$$

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

$$\eta_{ФД} = \varphi(\eta_{гр}, \eta_{ци}) \quad (5)$$

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

$$F_{\eta_{ФД}}(y) = P\{\eta_{ФД} = \varphi(\eta_{гр}, \eta_{ци}) < y\} \quad (6)$$

де: y - деяка задана величина ОККД.

Застосовуючи інтегральну формулу повної імовірності, отримаємо:

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

або:

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

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

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

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

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

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

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

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

При цьому формули (7 – 9) мають вигляд:

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

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

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

Або в іншому вигляді:

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

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

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

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



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

Випадкові величини об'ємних ККД η_{sp} та η_{zu} можуть бути розподілені за різними законами, а тому розглянемо можливість визначення функції та щільності розподілу узагальненого об'ємного ККД функціональної ділянки $\eta_{\Phi Д}$, як функцію добутку випадкових аргументів η_{sp} та η_{zu} , розподілених за деякими із можливих законів, наприклад: гамма-розподілом та експоненціальним, що не суперечить раніше проведеним в умовах експлуатації дослідженням.

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

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

та

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

де α_1, β_1 та α_2, β_2 - параметри закону розподілу об'ємного ККД гідророзподільника η_{sp} та гідроциліндра η_{zu} , відповідно.

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

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

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

$$\int_0^{\infty} x^{\nu-1} \exp\left[-\frac{\beta}{x} - \gamma x\right] dx = 2 \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^{\frac{\nu}{2}} K_{\nu}(2\sqrt{\beta \gamma}), \quad (20)$$

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

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

$$P_{\eta_{\Phi Д}}(y) = P(\eta_{sp} \cdot \eta_{zu} > y = \eta_{\Phi Д \text{ гран}}) = \int_{y=\eta_{\Phi Д \text{ гран}}}^1 2 \frac{(\beta_1 \beta_2)^{\frac{\alpha_1+\alpha_2}{2}} y^{\frac{\alpha_1+\alpha_2-1}{2}}}{\Gamma(\alpha_1) \Gamma(\alpha_2)} K_{\alpha_2-\alpha_1}(2\sqrt{\beta_1 \beta_2 y}) dy, \quad (21)$$

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

В другому випадку, нехай діагностичні параметри η_{ep} та η_{zu} мають експоненціальний закон розподіл з параметрами розподілу λ_1 та λ_2 , відповідно.

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

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

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 підтверджує характерні особливості для експоненціального та гама-розподілів.

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

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

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

$$F_{\eta_{фд}}(y) = 1 - 2\lambda\sqrt{y} K_1(2 \cdot \lambda\sqrt{y}) \quad (24)$$

Виходячи із виразу (23), отримуємо імовірність роботоздатності ФД гідроприводу при заданому граничному значенні ОККД $y = \eta_{фд\text{гран}}$, яку визначаємо за формулою:

$$\begin{aligned} P_{\eta_{фд}}(y) &= P_{\eta_{фд}}\{\eta_{ep} \cdot \eta_{zu} > y = \eta_{фд\text{гран}}\} = 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot y} \cdot K_1\left(2\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \cdot y}\right) = \\ &= 2\sqrt{\lambda_1 \cdot \lambda_2 \cdot \eta_{фд\text{гран}}} \cdot K_1\left(\sqrt{\lambda_1 \lambda_2 \cdot \eta_{фд\text{гран}}}\right). \end{aligned} \quad (25)$$

Висновок. Аналізуючи отримані в роботі результати, слід зазначити, що закони розподілу узагальненого об'ємного ККД функціональних дільниць гідроприводів екскаваторів істотно відрізняються від законів розподілу ОККД її складових елементів-секцій гідророзподільника та гідроциліндра. Одержані імовірнісні моделі безвідмовності (21) та (25) є більш адекватними, ніж моделі, які досі пропонувались і використовувались на практиці, так як 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.).

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



високоєфективними в таких випадках методами статистичного (імітаційного) моделювання Монте-Карло, використаними для подібних задач та запропонованими автором в публікації [5].

Отримані моделі надійності мають суттєву відмінність від усіх існуючих на даний час та відомих за літературними джерелами моделей надійності, що вказує на їх пріоритетність. 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. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятности и ее инженерные приложения. - М.: Наука. – 1988. – 480 с.
2. Градштейн И. С., Рыжик И. М. Таблицы интегралов, сумм, рядов и произведений. – М.: Наука. – 1971. – 1108 с.
3. Лесько В.І. Імовірнісні моделі роботоздатності функціональних ділень гідроприводів однокіштових екскаваторів. // Техніка будівництва. вип. 5, 1999, ст. 14 – 19.
4. Умови роботоздатності та моделі надійності ділень „гідророзподільник- гідроциліндр ” гідроприводів будівельних машин. //Гірничі, будівельні, дорожні, та меліоративні машини. Випуск №60. Республіканський. міжвідомчий науково-технічний збірник, м. Київ, КНУБА, 2002р.
5. Лесько В.І. Моделювання параметричних відмов гідравлічних екскаваторів з урахуванням ефективності їх функціонування при прогнозуванні та оцінці показників надійності. // Техніка будівництва. вип. 9, 2001.

УДК 538.1

Ю.М. Дьомін, пошукувач НТУ «КПІ»

МОДЕЛЮВАННЯ ТА ВИЗНАЧЕННЯ РУХУ РОБОЧОГО ОРГАНА УСТАНОВКИ ДЛЯ НАНЕСЕННЯ ПОЛІУРЕТАНОВИХ ПОКРИТТІВ НА МАГІСТРАЛЬНІ ТРУБОПРОВОДИ

АНОТАЦІЯ. *Запропонування моделей руху робочого органу установки для нанесення поліуретанових покриттів на магістральні трубопроводи.*

АННОТАЦИЯ. *Предложение моделей движения рабочего органа устройства для нанесения полиуретановых покрытий на магистральные трубопроводы.*

SUMMARY. *Suggestion models of motion of working platform of device for causing of poliuretanovykh coverages on main pipelines.*

Актуальність роботи. Для приводів робочих органів установок і агрегатів, які використовувались для нанесення поліуретанових покриттів на транспортні магістральні трубопроводи, раніше застосували електропневматичні та електрогідролічні приводи, однак їм були притаманні суттєві недоліки широкого використання. Перші - внаслідок невеликої жорсткості робочого тіла, а другі - внаслідок витоків масла. Найбільш прийнятними виявились електричні приводи, реалізовані на базі асинхронних двигунів з частотними регуляторами швидкості. Застосування таких приводів дає можливість частково зменшити час реверсу та коливання обертової швидкості розпилювачів. Проте подальше зменшення часу реверсу обмежувалось допустимими ударними навантаженнями на ланцюгову передачу між обертовою частиною агрегату та мотор-редуктором. Окрім того, обмеженість потужності привода обертової частини з встановленими на ній розпилювачами не дозволяла зменшити коливання її швидкості на протязі робочого циклу.

Тому подальші теоретичні дослідження робочого органу для нанесення поліуретанового покриття є задачею актуальною. Методика досліджень для визначення моделі руху робочого органу установки. Започаткували два етапи. На першому етапі проведення теоретичних досліджень вибору моделі коливань робочого органу, що здійснює поворотно-обертальні рухи, і визначення його раціональні параметри, що забезпечують мінімальні динамічні навантаження. На другому етапі провести дослідження з визначення раціональних параметрів установленого на обертовій частині робочого органу додаткового мало інерційного приводу з розпилювачем на вихідному валу його двигуна.

Виклад основного матеріалу дослідження. Робочий орган установки для нанесення поліуретанового покриття (рис. 1) складається з несучого сталевго кільця 1, яке встановлене на одній з трубою 2 геометричній осі за допомогою підтримуючих роликів 3, закріплених на ходовому візку (на рисунку не показано). На сталевому кільці жорстко закріплена ведена зірочка 4, яка за допомогою ланцюга 5 сполучена із ведучою зірочкою 6, встановленою на вихідному валу мотор-редуктора 7. Мотор-редуктор 7 і обвідні зірочки 8 також закріплені на ходовому візку, встановленому на поверхні труби. На сталевому кільці 1 змонтовані форсунки 9 для розпилення поліуретанової суміші.

Робота робочого органу установки для нанесення поліуретанового покриття здійснюється таким чином.

Одночасно включаються механізм переміщення ходового візка в горизонтальному напрямі і мотор-редуктор 7, який через ланцюгову передачу надає сталевому кільцю 1 (ротору), а отже і форсункам 9, поворотно-обертальний рух відносно осі труби. Поворот в кожному напрямі здійснюється на кут 180° . При прямому обертанні від нульового положення спочатку вихідний вал мотор-редуктора обертається з постійним кутовим прискоренням і розганяє сталеве кільце до певної кутової швидкості, потім обертається з

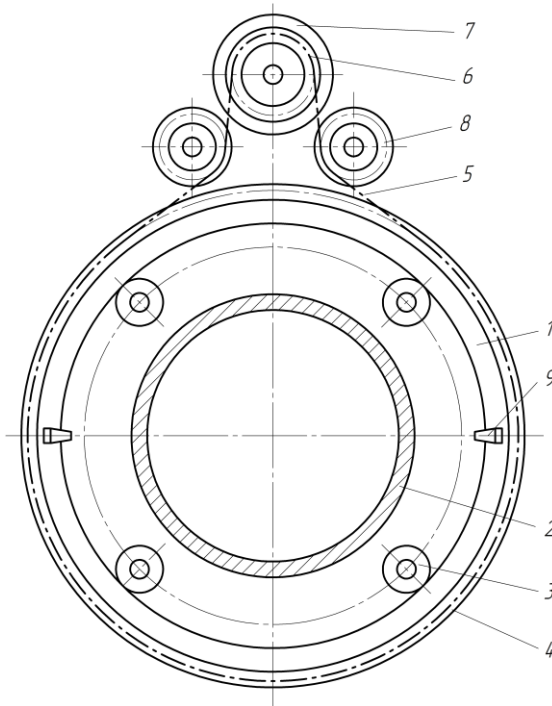


Рис. 1 – Конструктивна схема робочого органа установки для нанесення поліуретанового покриття.

постійною кутовою швидкістю і далі гальмує обертання сталевго кільця також з постійним прискоренням. При зворотному обертанні закон руху повторюється.

В першому наближенні момент рушійних сил, що розвиваються приводом, можна представити у вигляді графіка, зображеного на рис. 2.

При прямому обертанні сталевго кільця (ротора) від нульового положення (положення кута повороту $\varphi = -\pi$) привод розвиває момент рушійних сил рівний $-M_1$ і потім при положенні ротора $\varphi = -\pi + \alpha$ привід вимикається (момент рушійних сил рівний нулю і рух здійснюється за рахунок сил інерції) і далі при $\varphi = 0$ включається у зворотному напрямі, при якому діє момент M_1 до положення $\varphi = \pi - \alpha$. На ділянці від $\varphi = \pi - \alpha$ до π момент рушійних сил рівний нулю. Далі цикл повторюється.

При цьому період одного циклу буде рівний

$$t_1 + t_2 = T, \quad (1)$$

де T – період одного циклу;

t_1 – час, протягом якого відбувається поворот ротора в одному напрямі на 180° ;

t_2 – час, протягом якого відбувається поворот ротора у зворотному напрямі на 180° .

Закон зміни моменту рушійних сил, зображений на рис. 2 може бути представлений наступною системою рівнянь:

$$M(\varphi) = \begin{cases} -M_1 & \text{при } -\pi \leq \varphi \leq -\pi + \alpha; \\ 0 & \text{при } -\pi + \alpha \leq \varphi \leq 0; \\ M_1 & \text{при } 0 \leq \varphi \leq \pi - \alpha; \\ 0 & \text{при } \pi - \alpha \leq \varphi \leq \pi, \end{cases} \quad (2)$$

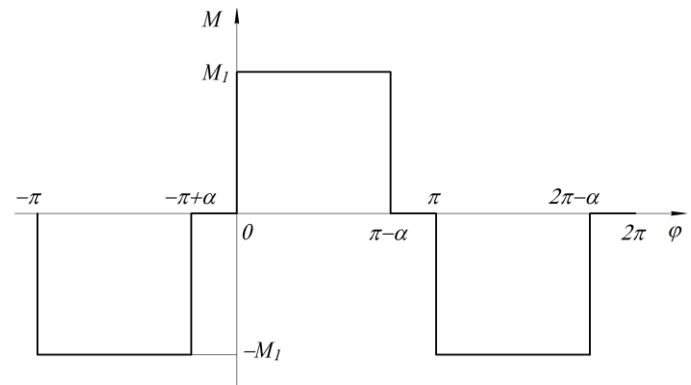


Рис. 2 – Графік зміни моменту рушійних сил

де $M(\varphi)$ – зміна моменту рушійних сил в залежності від кута повороту ротора;

φ – кут повороту кулачка.

Функція $M(\varphi)$ кусочно-монотонна і обмежена на відрізьку $-\pi \leq \varphi \leq \pi$. Розкладемо цю функцію в ряд Фур'є:

$$M(\varphi) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cos(n\varphi) + b_n \sin(n\varphi)], \quad (3)$$

де a_0, a_n, b_n – коефіцієнти розкладання в ряд Фур'є ($n=1, 2, 3 \dots$).

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} M(\varphi) d\varphi = \frac{1}{\pi} \left[\int_{-\pi}^{-\pi+\alpha} -M_1 \cdot d\varphi + \int_{-\pi+\alpha}^0 0 \cdot d\varphi + \int_0^{\pi-\alpha} M_1 \cdot d\varphi + \int_{\pi-\alpha}^{\pi} 0 \cdot d\varphi \right] = \frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi}; \quad (4)$$

$$a_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} M(\varphi) \cos n\varphi \cdot d\varphi = \frac{1}{\pi} \left[\int_{-\pi}^{-\pi+\alpha} -M_1 \cos n\varphi \cdot d\varphi + \int_{-\pi+\alpha}^0 0 \cdot \cos n\varphi \cdot d\varphi + \int_0^{\pi-\alpha} M_1 \cos n\varphi \cdot d\varphi + \int_{\pi-\alpha}^{\pi} 0 \cdot \cos n\varphi \cdot d\varphi \right] = -\frac{M_1}{\pi \cdot n} \sin n\varphi \Big|_{-\pi}^{-\pi+\alpha} + \frac{M_1}{\pi \cdot n} \sin n\varphi \Big|_0^{\pi-\alpha} = -\frac{M_1}{\pi \cdot n} \sin n\alpha \cos n\pi = \frac{M_1}{\pi} \cdot \frac{\sin n\alpha}{n} (-1)^{n-1}; \quad (5)$$

$$b_n = \frac{1}{\pi} \int_{-\pi}^{\pi} M(\varphi) \sin n\varphi \cdot d\varphi = \frac{1}{\pi} \left[\int_{-\pi}^{-\pi+\alpha} -M_1 \sin n\varphi \cdot d\varphi + \int_{-\pi+\alpha}^0 0 \cdot \sin n\varphi \cdot d\varphi + \int_0^{\pi-\alpha} M_1 \sin n\varphi \cdot d\varphi + \int_{\pi-\alpha}^{\pi} 0 \cdot \sin n\varphi \cdot d\varphi \right] = \frac{M_1}{\pi \cdot n} \cos n\varphi \Big|_{-\pi}^{-\pi+\alpha} + \frac{M_1}{\pi \cdot n} \cos n\varphi \Big|_0^{\pi-\alpha} = \frac{M_1}{\pi \cdot n} (1 - \cos n\pi) = \frac{M_1}{\pi \cdot n} [1 - (-1)^n]. \quad (6)$$

З отриманого виразу (6) знайдемо:

$$b_n = \begin{cases} \frac{2M_1}{\pi \cdot n} & \text{при } n \text{ непарному,} \\ 0 & \text{при } n \text{ парному.} \end{cases} \quad (7)$$

З урахуванням знайдених коефіцієнтів Фур'є a_0 , a_n і b_n функція $M(\varphi)$ буде мати наступний вигляд:

$$M(\varphi) = \frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi} + \frac{M_1}{\pi} \left[\frac{\sin \alpha \cos \varphi}{1} - \frac{\sin 2\alpha \cos 2\varphi}{2} + \frac{\sin 3\alpha \cos 3\varphi}{3} - \frac{\sin 4\alpha \cos 4\varphi}{4} + \dots + \frac{\sin n\alpha \cos n\varphi}{n} (-1)^{n-1} \right] + \frac{2M_1}{\pi} \left[\frac{\sin \varphi}{1} + \frac{\sin 3\varphi}{3} + \frac{\sin 5\varphi}{5} + \dots + \frac{\sin n\varphi}{2n} [1 - (-1)^n] \right]. \quad (8)$$

Кут повороту ротора φ залежить від кутової частоти коливань і може бути визначений з наступної залежності:

$$\varphi = \omega \cdot t. \quad (9)$$

Підставляючи (9) у вираз (8), отримаємо функціональну залежність моменту рушійних сил у функції часу в наступному вигляді:

$$M(t) = \frac{M_1(\pi - 2\alpha)}{\pi} + \frac{M_1}{\pi} \left[\frac{\sin \alpha \cos \omega t}{1} - \frac{\sin 2\alpha \cos 2\omega t}{2} + \frac{\sin 3\alpha \cos 3\omega t}{3} - \dots \right]$$

$$\begin{aligned}
 & - \frac{\sin 4\alpha \cos 4\omega t}{4} + \dots + \frac{\sin n\alpha \cos n\varphi (-1)^{n-1}}{n} \Big] + \\
 & + \frac{2M_1}{\pi} \left[\frac{\sin \omega t}{1} + \frac{\sin 3\omega t}{3} + \frac{\sin 5\omega t}{5} + \dots + \frac{\sin n\omega t}{2n} [1 - (-1)^n] \right]. \quad (10)
 \end{aligned}$$

Динамічну систему робочого органу досліджуваної установки для нанесення поліуретанового покриття можна представити у вигляді двох масної моделі (рис. 3), що здійснює крутильні коливання.

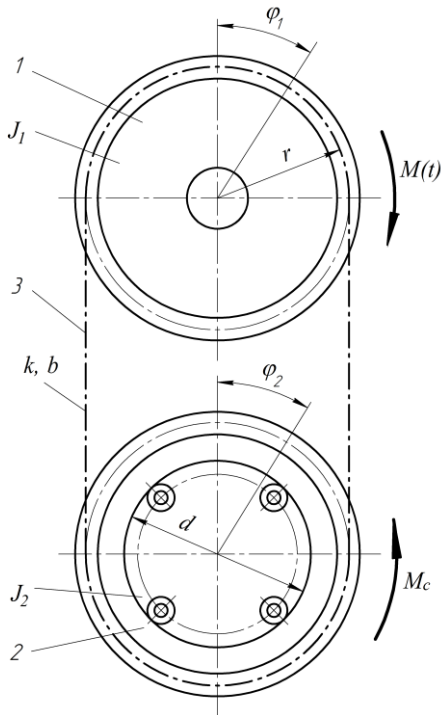


Рис. 3 – Динамічна модель робочого органу установки для нанесення поліуретанового покриття.

Динамічна модель складається з еквівалентної ведучої 1 і веденою 2 зірочок, сполучених ланцюгом 3 з передавальним відношенням 1. При цьому кутові швидкості обертання ведучої 1 і веденою 2 зірочок рівні кутовій швидкості обертання ротора робочого органу установки. В динамічній моделі робочого органу установки для нанесення поліуретанового покриття прийняти наступні позначення:

J_1 – наведений момент інерції еквівалентної зірочки 1;

J_2 – момент інерції ротора робочого органу установки;

$M(t)$ – момент рушійних сил, наведений до еквівалентної зірочки;

M_c – момент сил опору обертанню ротора установки;

k, b – жорсткість і коефіцієнт непружного опору приводного ланцюга.

Наведений момент інерції еквівалентної зірочки визначається відомими методами теоретичної механіки [1]:

$$J_1 = \sum_{i=1}^n \frac{J_i \omega_i^2}{\omega^2}, \quad (11)$$

де J_i – момент інерції i -го елемента приводу, що обертається;

ω_i – кутова швидкість i -го елемента приводу, що обертається;

Висновки.

1. Запропонована динамічна модель руху робочого органу установки для нанесення поліуретанових покриттів на магістралі трубопроводу та визначені основні параметри.

2. Аналіз отриманих залежностей засвідчує, що, при зміні моменту рушійних сил за прийнятим законом руху, на основну кутову частоту ω коливань силової дії на ротор накладаються більш високі гармоніки, внаслідок чого виникає супергармонійна дія.

Література

1. Яблонський А.А. Курс теоретичної механіки. Часть II. Динамика «Высшая школа», М. – 1966. – 411 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 Суг розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (приклади подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 29

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