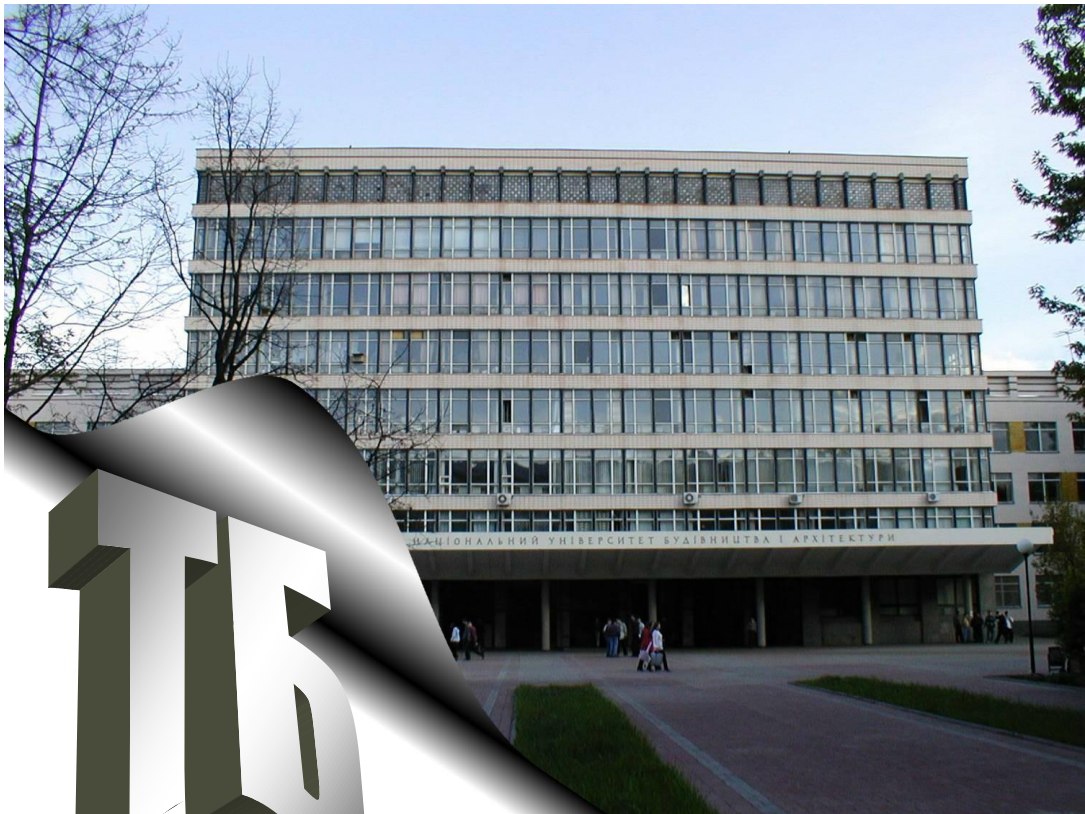


Техніка Будівництва



23, 2009

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№23, 2009

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал
23 '2009

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., Клименко М.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 № 47 від 30.10.2009 р.

Редактор Баранов Ю.О.
Технічний редактор Свідерський А.Т.
Комп'ютерна верстка Басараб В.А.
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2009

ЗМІСТ

Техніка для земляних та дорожніх робіт

Смірнов В.М., Головань В.П. Модернізований лопатевий робочий орган для буріння міцних ґрунтів.....	5
Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Визначення кінематичних та силових показників торцевого робочого органу траншеєкопача з керованими силовими параметрами.....	10

Підйомно-транспортні машини

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.....	17
Ловейкін В.С., Шевчук О.Г. Оптимізація динамічного режиму пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи баштового крана.....	24

Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Назаренко І. І., Свідерський А. Т., Ручинський М. М., Шепелюк А. М. Огляд та оцінка конструктивних та технологічних параметрів установок для формування багатопустотних плит.....	30
Свідерський А.Т., Дедов О.П. Оцінка впливу мас на параметри тримасної трамбівки.....	38
Корнійчук Б.В. Експериментальні дослідження робочих параметрів віброустановки з вертикальним розташуванням збудників коливань.....	43
Пиляев Р. С. Оцінка та аналіз надійності застосування баштових кранів в будівництві.....	53
Иткин А.Ф. Разработка вибрационной площадки с жестко-упругими ограничителями.....	57
Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Кравченко І.М., Клименко М.О., Басараб В.А. Розробка системи керування та впровадження низькочастотної електромагнітної вібромашини.....	64
Коваленко С.В., Назаренко І.І., Свідерський А.Т. Аналіз чисельних результатів дослідження впливу різноманітних факторів на розв’язок задач оптимізації секції стріли автокрана.....	70
Баранов А.Н., Рыбалко Р.И. Определение параметров нового двухстадийного воздушного сепаратора для сухого измельчения в замкнутом цикле.....	79
Заліско І.І. Методика та алгоритм розрахунку напружено-деформованого стану металоконструкцій автокранів.....	83
Орищенко С.В. Експериментальні дослідження робочих параметрів вібраційного грохота.....	88

Технологія і організація виробництва

Лагутін Г.В., Тугай О.А., Поколенко В.О., Борисова Н.О., Приходько Д.О., Чуприна Ю.А. „Мережа-буд-інновація” – аналітичний інструмент адаптації змісту та конструкції сітьових моделей спорудження об’єктів до умов діяльності будівельних компаній у умовах кризи.....	92
Назаренко М.І., Сердюк В.І. Дослідження методів забезпечення працездатності машин шляхом заміни зношених вузлів.....	100



Моделювання технологічних процесів

Яковенко В.Б., Забродський М.М. Моделювання динаміки механічних систем в середовищі cae-систем.....	104
Горда Д.О. Поле задач сапр системи управління гідравлічного слідкуючого рульового приводу	109
Глива В.А., Клапченко В.І., Теренчук С.А., Пономаренко С.М. Моделювання динаміки аероіонного складу повітря виробничих приміщень.....	114

Техніка для земляних та дорожніх робіт

УДК 624.132

В.М. Смірнов, канд. техн. наук, професор КНУБА

В.П. Головань, канд. техн. наук, доцент КНУБА

**МОДЕРНІЗОВАНИЙ ЛОПАТЕВИЙ РОБОЧИЙ
ОРГАН ДЛЯ БУРІННЯ МІЦНИХ ГРУНТІВ**

Для підвищення ефективності роботи бурильних машин при бурінні міцних ґрунтів необхідно проведення аналізу різних конструкцій та розроблення нових більш вдосконалених робочих органів, які забезпечують зменшення енергоємності руйнування ґрунту, підвищення продуктивності процесу буріння та стійкості різців. При бурінні свердловин діаметром до 400 мм доцільно використовувати бурильні машини зі шнековими робочими органами суцільного руйнування забою, оснащеними різцями з твердосплавними вставками з їх раціональним геометричним розташуванням. Такі робочі органи на відміну від кільцевих характеризуються тим що швидкості руху різців в забої по величині мають велику розбіжність і визначаються відстанню від центра бура до їх ліній різання. Отже врахування та корегування швидкості різання кожним різцем робочого органу може суттєво вплинути на енергоємність процесу руйнування ґрунту в забої та стійкість різців.

Проведеними раніше дослідженнями [1, 2] встановлено, що при швидкостях менших 2 м/с сила різання практично не змінюється. Однак при швидкостях вище 5 м/с опір ґрунту різко зростає і це збільшення повинно прийматись до уваги при конструюванні машин.

В той же час для ефективної роботи бурильних машин обертового буріння із шнеками велике значення має критична частота обертів бурової штанги, нижче якої транспортування бурового дріб'язку стає неможливим.

Критичну частоту обертів пропонується визначити по формулі [3]

$$n_{кр} = 42,18 \sqrt{\frac{tg^2 \alpha + f_0}{d_c f_e (1 + tg \alpha f_e)}} \text{ хв.}^{-1}$$

де α - кут підйому гвинтової лінії шнека, град.; f_0 - коефіцієнт тертя бурового дріб'язку об бур; d_c - середній діаметр шнекової спіралі, м; f_e - коефіцієнт внутрішнього тертя бурового дріб'язку.

При розрахунку продуктивності та швидкості буріння, а також при виборі режиму буріння – осьового зусилля та швидкості обертання бура, користуються даними практики та експериментів.

Корисними для практики можуть бути графіки залежності швидкості буріння та витрат потужності від осьового зусилля, а також від швидкості обертання при бурінні пісчаника (по даним Дон УГІ) [3], приведені на рис. 1.

Із графіків видно, що швидкість буріння підвищується зі збільшенням частоти обертів, але до певного значення. Так, максимальна швидкість буріння одержана при частоті обертання $n = 250-300 \text{ хв}^{-1}$; та при осьовому зусиллі 8300 н. При меншій частоті обертів швидкість буріння та енергетичні витрати зменшуються, а при більшій (більше 300 хв^{-1}) швидкість буріння зменшуються, а енергетичні витрати збільшуються.

В дослідженнях Ю.О. Ветрова [4] приводиться висновок, що опір ґрунту із збільшенням швидкості різання збільшується не тільки внаслідок витрат енергії на придання руху кускам ґрунту, що відділяються, але і від фізичних факторів, що впливають на критичну швидкість різання. Змінюється характер руйнування ґрунту, в якому



переважним стає крихке руйнування, що супроводжується інтенсивним подрібненням ґрунту.

Якщо проаналізувати результати дослідження залежності опору ґрунту від швидкості різання різними вченими, бачимо, що вони суттєво залежать від конкретних умов та міцності порід. Тому для ефективної роботи різців бурового робочого органу важливо, щоб навантаження на них та швидкість, а отже і продуктивність різання кожним різцем були відносно рівномірними.

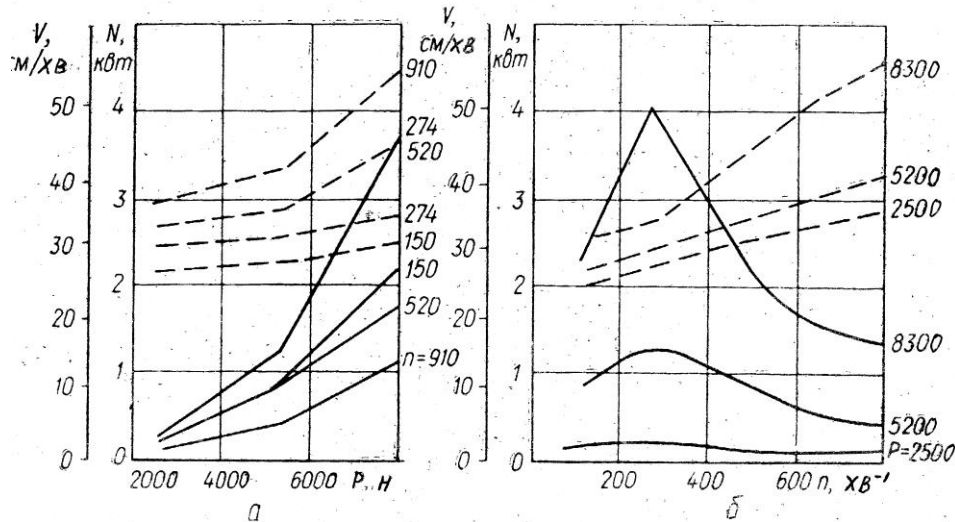


Рисунок 1. Графіки залежності швидкості буріння (суцільна лінія) та витрат потужності (пунктирна лінія): а – від величини осьового тиску P ; б – від швидкості буріння V .

Для лопатевого бура суцільного буріння різці на лопатях розташовуються в кількох ліній різання по концентричним колам відносно його центра. Тому шлях, що проходить кожен різець по відповідній лінії різання за час одного оберту бура і його швидкість неоднакові і збільшуються в залежності від радіуса (діаметра) обертання.

Швидкість кожного різця визначається залежністю

$$V_i = \omega r_i = \pi d_i n / 60,$$

де ω , n - кутова швидкість та частота обертання бура; r_i , d_i - радіус та діаметр ліній різання, відповідно.

Якщо поділити умовно радіус лопатевого бура на чотири рівних частини (чотири лінії різання) (рис. 2, а), при його обертанні з кутовою швидкістю ω одержимо картину швидкостей для кожної лінії різання, з якої видно, що швидкість лінійно збільшується від $V_0 = 0$ до $V_4 = \max$.

Очевидно, що для кращого розподілу продуктивності буріння між різцями, що розташовані на всіх лініях різання бура доцільно виділити його середню частину та збільшити її швидкість обертання. Зберігши умовний розподіл радіуса бура на чотири частини, одержимо картину швидкостей, показану на рис. 2, б. Тут прийняті такі позначення: d_1 - діаметр внутрішньої частини бура, d_{1c} - діаметр її середньої лінії різання; d_2 - діаметр зовнішньої частини; d_{2c} - діаметр її середньої лінії різання; V_{c1} - середня швидкість внутрішньої частини бура; V_{c2} - середня швидкість зовнішньої частини бура.

Із прийнятої схеми запишемо співвідношення середніх розмірів лопатей бура

$$d_{2c} / d_{1c} = 3.$$

З деяким припущенням за оптимальний режим роботи розділеної конструкції бура можна прийняти умову, коли середні швидкості обертання їх лопатей рівні (Рис. 2, б)

$$V_{1c} \approx V_{2c},$$

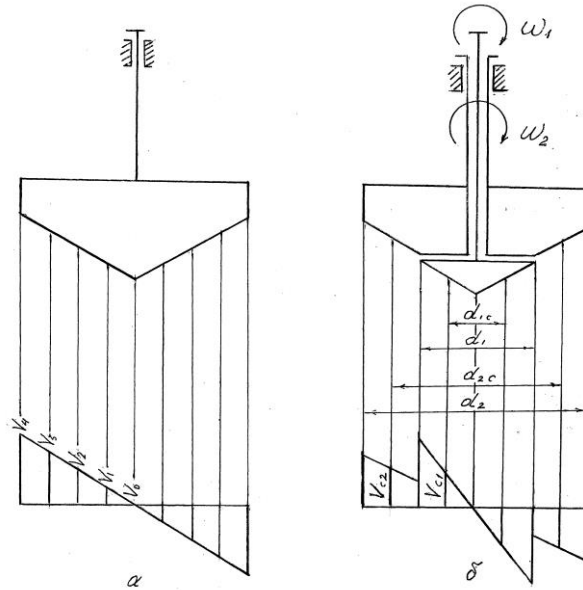


Рисунок 2. Картини швидкостей лопатевих робочих органів:
а – суцільного; б – з роздільним обертанням лопатей.

або

$$\pi d_1 n_1 / 60 = \pi d_{2c} n_2 / 60.$$

Враховуючи співвідношення середніх величин діаметрів лопатей зовнішньої внутрішньої частини складеного бура, одержимо необхідне передаточне число

$$i = d_{2c} / d_{1c} = n_1 / n_2 = \omega_1 / \omega_2 = 3,$$

та частота обертання

$$n_1 = 60V_{c1} / \pi d_{c1},$$

$$n_2 = 60V_{c2} / \pi d_{c2}.$$

Визначення кількості ліній різання різцями на лопатях бура та основних геометричних параметрів процесу згідно схеми забою, приведеної на рис. 3, проводимо за залежностями [5]

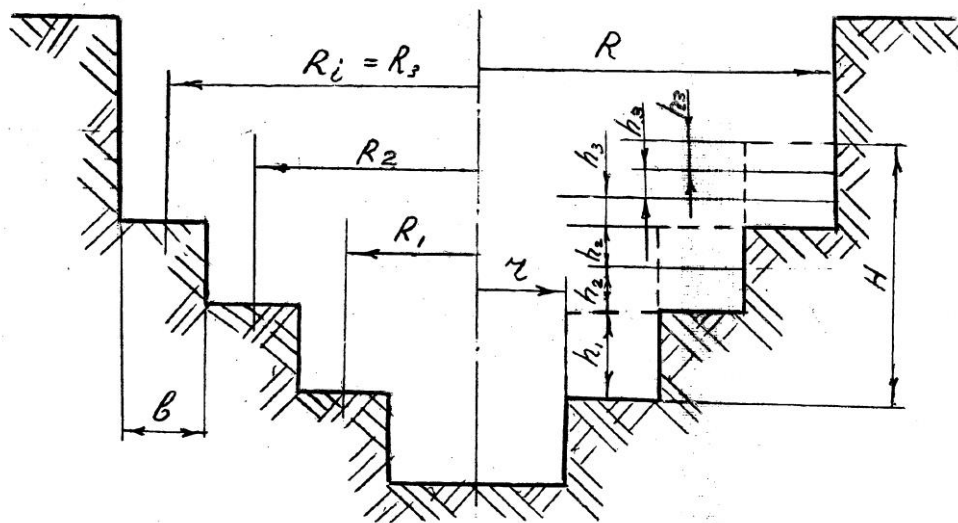


Рисунок 3. Схема забою.

- число ліній різання $h = (R - r) / b,$

- де R - радіус бура, r - радіус забурника, b - ширина різця;
- глибина різання передніми різцями першої лінії різання

$$h_1 = H/h \cdot z,$$

де $H = 2\pi r t g \alpha$ - подача бура за один оберт, $t g \alpha = V_N / V_\omega$, V_N - швидкість вертикальної подачі бура, V_ω - швидкість обертання бура, z - число лопатей, h - максимальна глибина різання одним різцем;

- число різців i -ї лінії різання

$$I_1 = I_1 R_i / R_1,$$

де $I_1 = H/h_1$ - число різців в 1-й лінії різання, R_i - радіус i -ї лінії різання, R_1 - радіус 1-ї лінії різання;

- глибина різання кожного i -го різця

$$h_i = h_1 R_i / R.$$

Приведені залежності для визначення кількості ліній різання та основних геометричних параметрів забою слід використовувати, на відміну від суцільної конструкції бурильного робочого органу, окремо для кожної складеної обертової частини, узгодивши початкові вихідні параметри по передаточному числу – частотам їх обертання.

При збільшенні частоти обертання центральної складової частини бура відповідно маємо зменшення товщини зрізу кожним різцем, що покращує умови її роботи. Разом з тим, із досвіду експлуатації лопатевих бурів обладнаних різцями з твердосплавними вставками при бурінні міцних ґрунтів відомо, що випадки поломки різців відбуваються частіше на лініях різання, розташованих в центральній частині бура. Це явище можна пояснити тим, що швидкість руху різців в середній частині бура є недостатньою для видалення зруйнованого різцями ґрунту, виникає його зпресовування (заштибовка), що призводить до підвищення опору просуванню різців в забої.

Крім того зменшення крутного моменту на швидкохідному валі планетарного редуктора, що обертає середню частину складеного бура, комплексується відповідним зменшенням товщини зрізу ґрунту різцями, що відбувається за рахунок збільшення швидкості їх руху по лінії різання. Продуктивність буріння при цьому – швидкість заглиблення обох складених частин бура в ґрунт, буде однаковою.

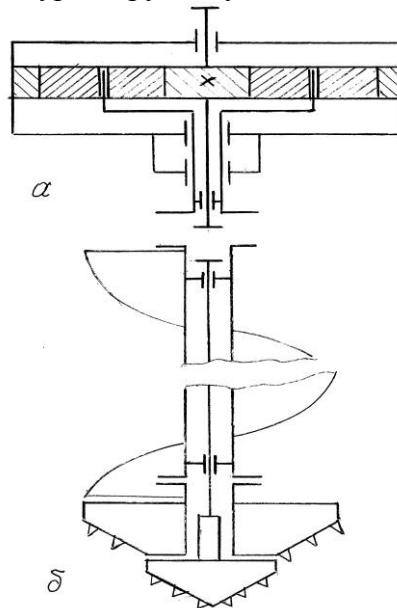


Рисунок 4. Схема лопатєвого складеного бурильного обладнання:
 a – схема планетарного оберտальника; b – схема бура із штангою і шнеком.

Принципіальна схема можливої конструкції лопатевого складеного бурильного обладнання приведена на рис.4а, б. Для забезпечення роздільного обертання центральної та зовнішньої частини бура доцільно використання обертальника з планетарним механізмом, в якому вихідними є два сувісно розташовані вала, один з яких (швидкохідний) з'єднаний з центральним рухомим зубчастим колесом, а другий вихідний полий вал – з водилом (рис. 4,а). Обертання вхідного вала планетарного редуктора може здійснюватись гідرو, або електромотором.

Для передачі обертання на внутрішню та зовнішню частину складеного бура можливо використання подвійної бурової штанги із шнеком, яка складається із зовнішньої та внутрішньої частини, з'єднаних між собою через підшипники (рис.4.б).

Приведені рекомендації по розробці нових робочих органів суцільного буріння свердловин оснований на використанні конструкцій з розділеним обертанням складених частин з рівними середніми швидкостями. Це дає змогу здійснити вибір оптимальних величин швидкостей різання різцями робочого органу, що не можливо при великій їх різниці на лопатях бура суцільної конструкції.

Регулювання продуктивності різців, що виконується за рахунок вибору їх кількості на лініях різання та покращення умов роботи різців в середній частині бура за рахунок збільшення їх швидкості дозволить зменшити енергоємність процесу буріння, підвищити стійкість різців, та продуктивність буріння.

Література

1. Ветров Ю.А. Сопротивление грунтов резанию. Изд-во Киевского ун-та, 1962.
2. Станевский В.П. Исследование процесса резания грунтов при различных скоростях. В сб. горные, строительные и дорожные машины, К. «Техника», 1966, вып.4.
3. Ветров Ю.А., Баладинский В.Л., Баранников В.Ф., Кукса В.П. Разрушение прочных грунтов. Киев, «Будівельник», 1972.
4. Ветров Ю.А. Резание грунтов знемлеройными машинами. М., «Машиностроение», 1971.
5. Смірнов В.М., Головань В.П. Лопатевий буровий робочий орган з косокутними різальними елементами. ГБДМ, № 72, 2008.



УДК 624.13

Л.Є. Пелевін, канд. техн. наук, професор КНУБА
В.П. Рашківський, канд. техн. наук

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ТА СИЛОВИХ ПОКАЗНИКІВ ТОРЦЕВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ ТРАНШЕЄКОПАЧА З КЕРОВАНИМИ СИЛОВИМИ ПАРАМЕТРАМИ

Актуальність роботи. Для торцевого робочого органу швидкість впровадження різального елемента в масив переважно визначається швидкістю обертання його диска навколо вісі, яка в свою чергу залежить від розміру диска та може коригуватись в широких межах. Швидкість впровадження різального елемента в масив ґрунту III-IV категорії становить 10...30 м/с [1], причому швидкість подачі визначається з умови мінімізації енергоємності процесу.

В відомих дослідженнях параметрів торцевого робочого органу [1, 2] визначено, що при діаметрі диску $D = 0,6$ м, швидкість обертання становить $80...90$ с⁻¹, швидкість пересування 0,1...0,12 м/с, фракція розробленого ґрунту становить 0,01...0,02 м, енергоємність руйнування ґрунту складає близько 0,6 кВт год/м³.

Досліджено, що торцевий робочий орган поєднує в собі основні положення створення енергозберігаючої техніки [3].

Рівномірний режим роботи торцевого робочого органу слабо враховує зміну фізико-механічних властивостей ґрунту, що призводить до збільшення енерговитрат в процесі роботи.

Імпульсний режим руху різальних елементів торцевого робочого органу дозволяє адаптувати його під фізико-механічні властивості ґрунту та отримати перед лобовою поверхнею диску ослаблені зони [4].

Імпульсний режим руху забезпечується силовим імпульсним приводом робочого органу, конструкція якого визначає амплітуду, швидкість, частоту коливань та ККД системи.

Метою роботи є визначення кінематичних та силових показників торцевого робочого органу траншеєкопача при його роботі в імпульсному режимі.

Виклад основного матеріалу. Торцевий робочий орган (рис. 1) являє собою диск, на лобовій поверхні якого встановлено різальні та металеві елементи. Різальні елементи встановлені за модульною схемою та формують різальні лінії, які, в свою чергу, формують різальні модулі. Металеві елементи розділяють різальні модулі між собою.

В ході дослідження приймалися такі основні допущення та обмеження: значення сили різання на робочому органі враховується як середньозважене та прикладене на глибині 2/3 глибини різання до диска; елементи навіски торцевого робочого органу траншеєкопача абсолютно жорсткі; формування імпульсу відбувається за лінійним законом, на диску розміщено 8 різальних модулів, які складаються з 4-х різальних ліній.

В коливальному режимі, під час контакту робочого органу масою m з ґрунтом зі швидкістю V_0 , в останньому виникає імпульс зсуву частинок ґрунту [5].

При швидкості впровадження різального елемента робочого органу $V_0 = 0$, тобто при знятті навантаження, відбувається розрив стиснутої зони. Аналогічне явище виявляється при безперервному швидкісному впровадженні (різанні) міцних ґрунтів, оскільки $U \geq V_0$, тобто утворення зруйнованої зони випереджає впровадження робочого органу.

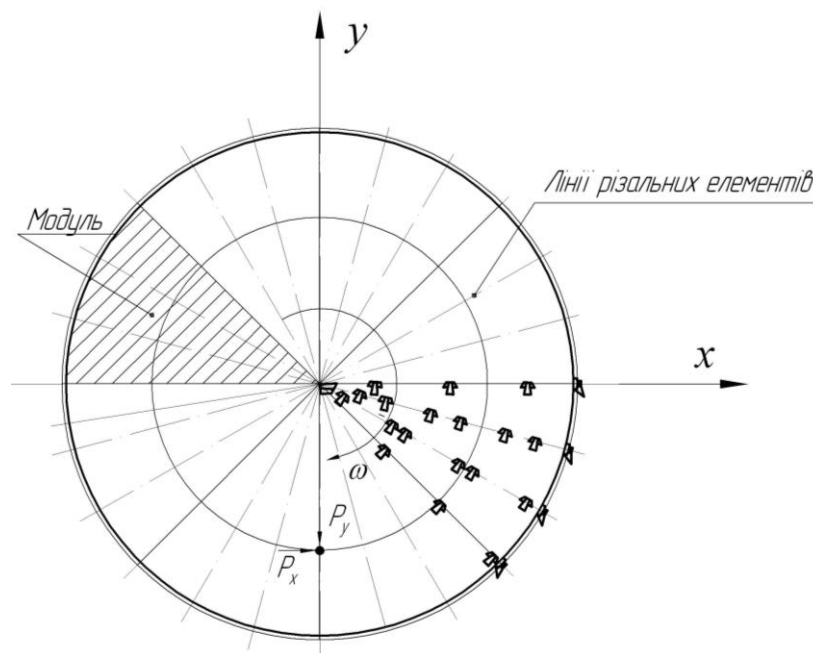


Рисунок 1. Торцевий робочий орган.

Для зменшення енергоємності процесу розробки ґрунту виникає необхідність у створенні робочого органу, який би мав можливість виконувати додаткові імпульсні рухи при основному русі впровадження руйнуючого елемента (можливість модуляції руху).

При розробці ґрунту торцевим робочим органом хвилі деформації розповсюджуються в робочому середовищі основним чином в напрямку руху машини та в площині роботи різальних елементів (рис. 2).

Робочий процес торцевого робочого органу визначається коловою швидкістю різального елемента $V_p = 2/3R\omega$ (15...25 м/с), де ω – кутова швидкість робочого органу та лінійною швидкістю пересування базової машини V_M (0,1...0,12 м/с). Аналіз схеми визначення швидкості входження різального елемента V_0 показує, що утворення направлених коливань за напрямком швидкості V_K більше суттєво впливає на величину V_0 , що визначає раціональніше конструктивне рішення.

Швидкість впровадження різального елемента в масив [1]

$$V_0 = \sqrt{V_M^2 + (V_p + V_K)^2} - 2V_M(V_p + V_K)\cos(\omega t). \quad (1)$$

Подача різального елемента в площині переміщення базової машини

$$C = \frac{2\pi V_M}{\omega}. \quad (2)$$

Товщина стружки ґрунту, яка зрізується однією різальною лінією

$$h = \frac{\varphi C \sin \beta}{2\pi}, \quad (3)$$

де φ – кут між сусідніми різальними лініями.

Якщо утворювати імпульсні навантаження в напрямках, відповідних розповсюдженню хвиль деформацій, можна суттєво зменшити потрібні сили різання на робочому органі. Це пояснюється тим, що при співпаданні напрямків навантаження та розповсюдження хвиль деформацій, а також при наближенні імпульсної швидкості навантаження до швидкості розповсюдження хвиль деформацій, в ґрунті виникає резонанс частот, що, в свою чергу, призводить до попереднього руйнування ґрунту без прикладання додаткових зусиль [6].

Для максимально ефективно розробки ґрунту, необхідно використовувати швидкісне навантаження з врахуванням варіації максимумів сили різання.

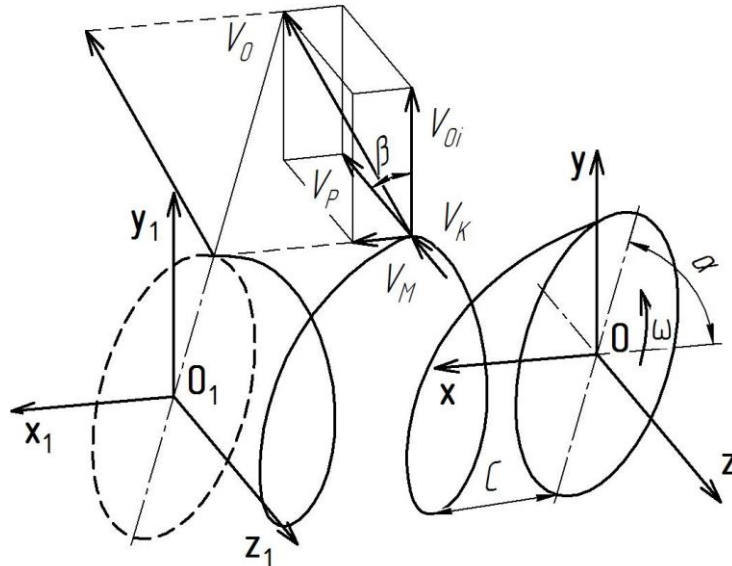


Рисунок 2. Схема визначення швидкості входження різального елемента V_0 торцевого робочого органу в масив при утворенні коливань за напрямом руху машини та напрямом основного руху різального елемента: V_M – швидкість базової машини; V_P – колова швидкість різального елемента; V_K – швидкість направлених коливань.

Торцевий робочий орган діаметром 0,6 м при швидкості пересування базової машини при постійній швидкості обертання в межах $80 \dots 90 \text{ с}^{-1}$ дозволяє отримати продуктивність до $100 \text{ м}^3/\text{год}$ [2].

При проектуванні силового обладнання необхідно вірно розрахувати основні параметри торцевого робочого органу з керованими силовими параметрами, тобто по визначеній величині заглиблення різального елемента h , розрахувати силу та швидкість імпульсу.

Величина імпульсу сили [7]

$$\int_0^{\tau} F_i \cdot dt = m_p (V_1 - V_2), \quad (4)$$

де τ – час імпульсу; F_i – сила імпульсу; m_p – маса рухомих частин робочого органу; V_1 та V_2 – швидкості до та після імпульсу.

При абсолютно пружному імпульсі з врахуванням реалізації руху через аксіально-поршневий гідромотор (рис.3):

$$\int_0^{\tau} F_i \cdot dt = S_1 p_1 \tau, \quad (5)$$

де S_1 – площа поршня гідромотора; p_1 – тиск в камері поршня.

Максимальне значення імпульсу сили F_{\max} на диску, при лінійному законі її зміни в процесі імпульсу

$$\frac{0 + F_{\max}}{6} 2R_D = Fr \omega_k \tau \sin \alpha \sin \beta, \quad (6)$$

або

$$F_{\max} = \frac{3Fr \omega_k \sin \alpha \sin \beta}{R_D} \tau, \quad (7)$$

де R_D – радіус диску робочого органу; F – нормальна сила на плунжері двигуна; r – радіус циліндрового блоку; β – кут нахилу диску гідромотора; α – кут нахилу диску робочого органу; ω_k – кутова швидкість коливань.

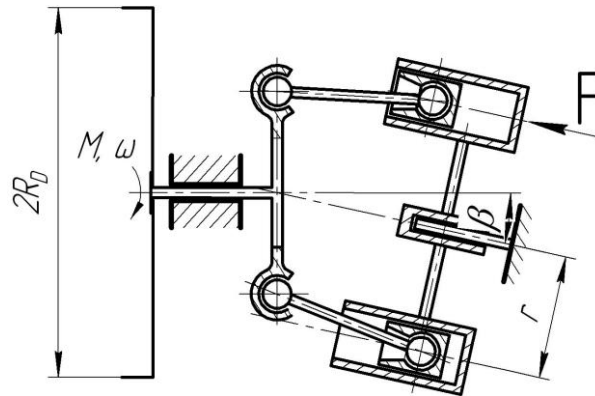


Рисунок 3. Схема приводу торцевого робочого органу через аксіально-поршневий гідромотор.

Максимальне значення напружень в ґрунті при імпульсі, з площею контакту різальних елементів S

$$\sigma_{\max} = \frac{2p_{\text{ИМП}} \frac{\omega_K}{2\pi} q_{\text{ДВ}}}{Sl_i} \tau, \quad (8)$$

де $p_{\text{ИМП}}$ – приріст тиску в нагнітальній камері гідромотора при утворенні імпульсу сили; $q_{\text{ДВ}}$ – робочий об'єм камер гідромотора; l_i – амплітуда імпульсу.

З формули (8) видно, що для визначення σ_{\max} необхідно знати час імпульсу τ . Цей час залежить від щільності, вологості та виду ґрунту. В табл. 1 наведені середні експериментальні значення часу імпульсу зовнішньої сили [7].

Таблиця 1

Середнє значення часу імпульсу зовнішньої сили, с

Ґрунт	Незв'язний	Зв'язний
Рихлий	0,016	0,023
Щільний	0,008	0,011

З табличних даних видно, що зі збільшенням щільності ґрунту час імпульсу τ та напруження при імпульсі σ_{\max} зменшуються.

Величину питомого імпульсу i знаходимо за амплітудним значенням контактного тиску σ_0 [7]:

$$\sigma_{\max} < \sigma_p \approx \sigma_0 = \frac{a \cdot i}{\tau}, \quad (9)$$

де σ_p – границя міцності ґрунту; a – дослідний безрозмірний коефіцієнт, який враховує неспівпадання імпульсу з моментом максимуму тиску σ_p .

Тоді питомий імпульс сили

$$i = \frac{p_{\text{ИМП}} \frac{\omega_K}{2\pi} q_{\text{ДВ}}}{aSl_i} \tau^2. \quad (10)$$

Для ґрунтів високого ступеню в'язкості граничне значення питомого імпульсу, вище якого виникає руйнування ґрунту, становить $(10 \dots 17,5) \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{с} / \text{м}^2$ [5].

Глибина впровадження різального елемента в масив

$$h_p = \gamma \sqrt{m_p \cdot l_i}, \quad (11)$$

де γ – коефіцієнт, рівний $0,5 \dots 1,0$ в залежності від категорії ґрунту [7]; m_p – маса рухомих частин робочого органу.



Величина заглиблення різального елемента в масив за кількістю енергії, яка передається робочим органом [5]:

$$E_{\text{пшт}} = (U - V_1)\tau JV_2^2 S + 2S(U - V_1)\tau \int_0^\varepsilon f(\varepsilon) d\varepsilon, \quad (12)$$

де U – швидкість розповсюдження хвиль деформацій в ґрунті; ε – відносна деформація ґрунту за фронтом хвилі деформації; J – щільність ґрунту.

Якщо прийняти, що $E_{\text{пшт}} = \frac{m_p V_2^2}{2}$, тоді

$$\frac{m_p V_2^2}{2} = h_p \left(JV_2^2 S + 2S \int_0^\varepsilon f(\varepsilon) d\varepsilon \right) \quad (13)$$

або

$$h_p = V_2 \left[\frac{1}{\tau \left(JV_2^2 S + 2S \int_0^\varepsilon f(\varepsilon) d\varepsilon \right)} \sqrt{m_p l_i} \right] \sqrt{m_p l_i} \quad (14)$$

Коефіцієнт γ характеризує зв'язок між фізико-механічними властивостями ґрунту та параметрами приводу торцевого робочого органу з керованими силовими параметрами

$$\gamma = V_2 \frac{\sqrt{m_p l_i}}{\tau \left(JV_2^2 S + 2S \int_0^\varepsilon f(\varepsilon) d\varepsilon \right)}. \quad (15)$$

Граничне значення величини входження ріжучого елемента в масив в коливальному режимі [5]:

$$\delta = \frac{2E_{\text{пшт}} K_\alpha V_K}{SUK_D}, \quad (16)$$

де S – площа контакту різальних елементів з ґрунтом, K_α – коефіцієнт, що враховує кут загострення різального елемента; K_D – питомий опір динамічному руйнуванню.

Порівнюючи рівняння (14) та (16) отримаємо потрібну кількість імпульсів сили для руйнування елементарної частинки ґрунту перед лобовою поверхнею робочого органу

$$n_K = \frac{\delta}{h} = \frac{2E_{\text{пшт}} K_\alpha \tau}{Um_p l_i}. \quad (17)$$

Робота, виконана за один імпульс

$$A_{\text{МП}} = P_{\text{МП}} \frac{\omega_K}{2\pi} q_{\text{ДВ}} \tau, \quad (18)$$

де $P_{\text{МП}}$ – приріст імпульсу тиску в системі приводу робочого органу; ω_K – кутова швидкість коливань; $q_{\text{ДВ}}$ – питомий об'єм приводного двигуна; τ – час утворення імпульсу.

Енергоємність утворення одиничного імпульсу сили на різальному елементі

$$e = \frac{A_{\text{МП}}}{Sl_i}. \quad (19)$$

Відносний динамічний ефект:

$$\Delta = \frac{P - P_K}{P} \quad (20)$$

де P та P_k – сила опору ґрунту руйнуванню відповідно в безімпульсному та імпульсному режимах.

В дослідженнях [7] зауважено, що при імпульсному русі в умовах пористості ґрунту 20%, вологості 28 %, зчепленні 26 кН/м^2 швидкість впровадження складає 32 м/с , при цьому величина глибини впровадження різального елемента в ґрунт складає близько $0,038 \text{ м}$.

Висновки. Чисельне рішення залежностей (1-13) показує, що визначальні параметри керування для торцевого робочого органу діаметром $0,6 \text{ м}$ становлять: швидкість направлених коливань $1...2 \text{ м/с}$, частота коливань 50 Гц , енергія одиночного імпульсу до 150 Дж при моменті на валу гідромотора $440 \text{ Н}\cdot\text{м}$. При цьому величина впровадження різального елемента в ґрунт складає близько $0,01 \text{ м}$ при руйнуванні ґрунту IV категорії згідно класифікації Ветрова.

Рішення рівнянь (1 – 20) для процесу руйнування ґрунту IV категорії, який характеризується наступними показниками: межа міцності на стискання ґрунту $\sigma_d = 0,2 \text{ МПа}$; модуль деформації ґрунту $E_d = 15 \text{ МПа}$; щільність ґрунту $\rho = 2000 \text{ кг/м}^3$; коефіцієнт Пуассона $\mu = 0,28$; кут загострення різального елемента $K_\alpha = 1$; діаметр диску робочого органу $D = 0,3 \text{ м}$; площа контакту різальних елементів з ґрунтом $S = 0,025 \text{ м}^2$; швидкість подачі робочого органу $V_M = 0,1...0,12 \text{ м/с}$; швидкість впровадження різального елемента в масив $V_0 = 20 \text{ м/с}$; відносна деформація робочого середовища $\varepsilon_d = 0,013$ – дозволило визначити значення швидкості хвилі деформації $U = 98 \text{ м/с}$; питомого опору динамічному руйнуванню $K_d = 8 \cdot 10^5 \text{ Па}$, силу опору ґрунту руйнуванню $P = 22,3 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

При цьому відносна швидкість коливань сили різання $V_k = 2 \text{ м/с}$, граничне значення величини входження різального елемента в масив в

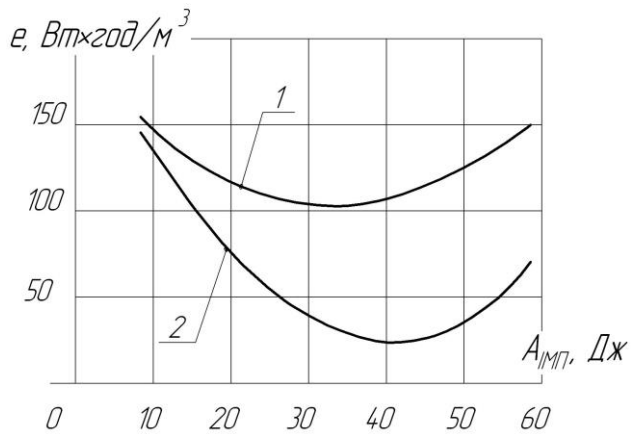


Рисунок 4. Залежність зміни енергоємності руйнування ґрунту одним імпульсом від енергії силового імпульсу при глибині впровадження різального елемента 1– 5 мм, 2– 10 мм.

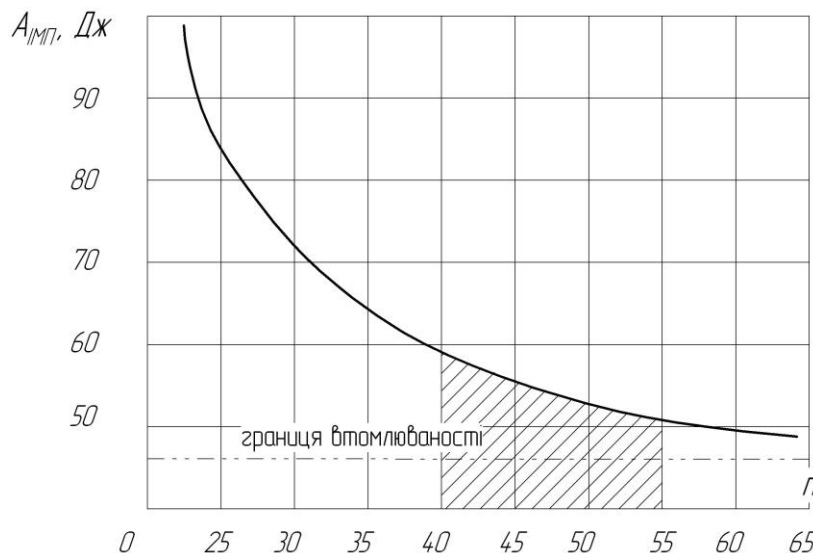


Рисунок 5. Зміна потрібної енергії імпульсу руйнування при постійних коливаннях.



коливальному режимі $\delta = 0,038$ м, глибина входження різального елемента в масив за один імпульс $h_p = 0,01$ м.

Коефіцієнт, що характеризує зв'язок між фізико-механічними властивостями ґрунту та параметрами приводу торцевого робочого органу з керованими силовими параметрами – $\alpha = 0,56$, необхідна максимальна кількість імпульсів $n_k = 3$, робота імпульсу $A_{\text{имп}} = 50$ Дж (рис. 4), питома енергоємність процесу утворення імпульсу $e = 40 \dots 50$ Вт·год/м³, відносний динамічний ефект $\Delta = 0,16$.

Аналіз залежностей показує, що збільшення величини стружкоутворення h потребує збільшення енергії процесу руйнування, а дослідження зміни частоти коливань робочого органу від величини енергії імпульсу (рис. 5) дозволяє визначити межі раціонального утворення імпульсу (40...55 Гц).

Таким чином, застосування імпульсного режиму руху робочого органу траншеєкопача дозволяє:

1. адаптувати робочий орган під зміну фізико-механічних властивостей розроблюваного ґрунту;
2. зменшити енергоємність процесу руйнування на 15-18% при відносному динамічному ефекті 0,16, що входить в рамки меж навантажень елементів базової машини.

Література

1. Гаркавенко О.М. Розробка та створення швидкісних обрушуючих дискових робочих органів землерийних машин безперервної дії: Автореф. дис. ... канд. техн. наук/ КДТУБА. – К., 1996. – 20 с.
2. Горбатюк Є.В. Створення робочого органу землерийної машини з орієнтованими потоками виносу ґрунту. Автореф. дис. ... канд. техн. наук /ПДПА. – Д., 2006. – 19 с.
3. Горбатюк Є.В., Тетерятник А.А., Рашковский В.П. Исследование и создание землеройной техники с энергосберегающими свойствами для прокладки коммуникационных линий в городских условиях// ИНТРЕСТРОЙМЕХ-2007: материалы Международной научно-технической конференции, 11-14 сентября 2007 г., Самара/ Самарск. гос. арх.-строит. ун-т. – Самара. 2007 – С.158-162.
4. Пелевін Л.Є., Рашківський В.П. Землерийна машина з адаптивним робочим органом// «Вестник Харьковского национального университета автомобильно-дорожного университета», вып. 29, Сборник научных трудов. – Х. 2005. – С. 285-288.
5. Баладинский В.Л. Динамическое разрушение грунтов. – К.: КГУ, 1971. – 221 с.
6. Пелевін Л.Є., Рашківський В.П., Фомін А.В. Використання явища резонансу при розробці ґрунту в гідравлічних динамічних приводах// Техніка будівництва. Науково-технічний журнал, № 11. – К. 2002. – С. 39-44.
7. Баладинский В.Л. Определение частоты ударов при динамическом резании прочных грунтов// Горные, строительные и дорожные машины: Республиканский межведомственный научно-технический сборник. –К.:ТЕХНІКА, 1970. – Вып. 9. – С. 65-71.

Підйомно-транспортні машини

УДК 622.647.4

В.С. Ловейкін д.т.н., проф.(НУБПУ, Київ),
Д.О. Міщук аспірант (КНУБА, Київ)

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ РУХУ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ КРАНА – МАНІПУЛЯТОРА В ПРОЦЕСІ ЗМІНИ ВИЛЬОТУ ВАНТАЖУ ПІД ЧАС РОБОТИ ЗА ДВОХ УЗАГАЛЬНЕНИХ КООРДИНАТ

Актуальність статті. Удосконалення існуючих та створення нових вискоефективних маніпуляторних систем ставить у ряд актуальних задачі оптимізації конструкції та законів керування рухом кранів - маніпуляторів.

В процесі зміни вильоту стріли маніпулятора разом з вантажем, в її шарнірно – зчленованих елементах виникають значні динамічні навантаження, що погіршують роботу крана, зменшують міжремонтний цикл й ресурс стрілової системи та системи приводу. Постає задача визначення подібних динамічних навантажень в стрілових системах маніпуляторів, дослідження причин їх виникнення та знаходження шляхів мінімізації таких навантажень.

Задача визначення та дослідження динамічних навантажень є доволі громіздкою, в математичному й фізичному плані, та складною, а отже актуальною є робота в дослідженні та розробці методів розрахунку оптимальних режимів руху маніпуляторів з шарнірно – зчленованою стрілою.

Мета статті – на прикладі руху стріли маніпулятора зі зміною двох узагальнених координат під час вильоту вантажу в площині зміни вильоту, визначити оптимальні режими руху.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо динамічну модель стріли маніпулятора (рис.1), що складається зі стояка 1, підйомної 2 та складаної 3 стріли, вантажу 4 і привідних гідроциліндрів: підйомного 5 та складання стріли 6.

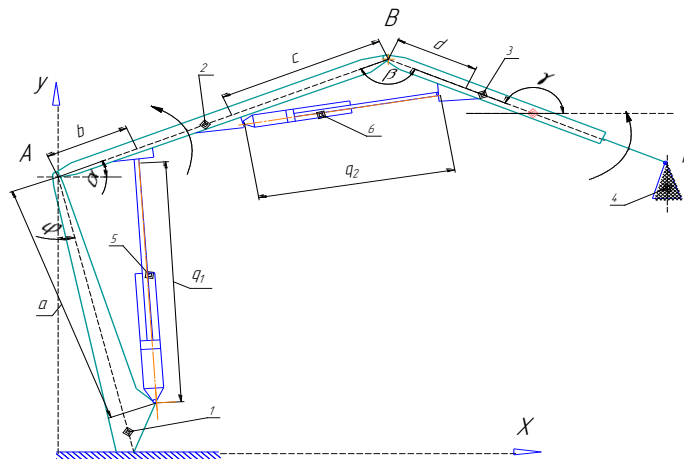


Рисунок 1. Динамічна модель крана – маніпулятора.

Дана система має два ступені рухомості в площині зміни вильоту. Прийmemo за незалежні узагальнені координати q_1 та q_2 - переміщення поршнів гідроциліндрів 5 та 6.

Оптимальні режими руху визначатимемо на основа інтегрально – критерійної оцінки [1].

Оптимальний енергетичний (швидкісний) режим руху стрілової системи разом з вантажем під час зміни вильоту за рахунок зміни узагальнених координат q_1 та q_2 ,



визначається мінімізацією функціоналу з підінтегральною функцією у вигляді кінетичної енергії стрілової системи з крайовими умовами: початковими $t = t_0 = 0, q_1 = q_{1n}, q_2 = q_{2n}$ і кінцевими $t = t_1 = t_k, q_1 = q_{1k}, q_2 = q_{2k}$:

$$I = \int_{t_0}^{t_1} E_k(t, q_1, \dot{q}_1, q_2, \dot{q}_2) dt. \quad (1)$$

Кінетична енергія стрілової системи з двома ступенями вільності, що зображена на рис.1 з урахуванням, що ланка 2 виконує обертальний рух навколо точки A , а ланка 3 – складний рух в площині зміни вильоту, матиме вигляд:

$$E_k = \frac{1}{2} J_2 \dot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_3 \dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} m_3 (\dot{x}_3^2 + \dot{y}_3^2) + \frac{1}{2} m_4 (\dot{x}_4^2 + \dot{y}_4^2), \quad (2)$$

де J_2 – момент інерції стріли 2 відносно осі обертання A ; J_3 – центральний момент інерції стріли 3; m_3 – маса стріли 3; \dot{x}_3, \dot{y}_3 та \dot{x}_4, \dot{y}_4 – швидкості центру мас ланки 3 та вантажу 4 по осям, відповідно, абсцис та ординат; $\dot{\alpha}$ – кутова швидкість стріли 2; $\dot{\gamma}$ – швидкість обертання стріли 3 відносно власного центра мас; t_0 та t_1 – початковий і кінцевий моменти часу закінченого циклу руху.

Кутові швидкості руху стріли виражаються через узагальнюючі координати залежностями:

$$\dot{\alpha} = \dot{q}_1 \frac{\partial \alpha}{\partial q_1}; \quad \dot{\gamma} = \dot{q}_1 \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} + \dot{q}_2 \frac{\partial \gamma}{\partial q_2} \quad (3)$$

де $\frac{\partial \alpha}{\partial q_1}, \frac{\partial \gamma}{\partial q_1}$ та $\frac{\partial \gamma}{\partial q_2}$ – оператори передачі руху першого порядку, які пов'язують координати стрілової системи з узагальненими координатами q_1 і q_2 .

Кути повороту α та γ визначаються положення узагальнених координат q_1 та q_2 наступними залежностями (за рис.1):

$$\alpha = \arccos\left(\frac{a^2 + b^2 - q_1^2}{2ab}\right) - \varphi; \quad \gamma = \left(\arccos\left(\frac{a^2 + b^2 - q_1^2}{2ab}\right) - \varphi + \arccos\left(\frac{c^2 + d^2 - q_2^2}{2cd}\right)\right), \quad (4)$$

де a, b, c, d – установчі розміри гідроциліндрів 5 та 6; φ – кут відхилення стояка стріли від вертикалі.

Приймаючи, що центр ваги стріли 3 співпадає з її геометричним центром й знаходиться посередині ланки, а центр ваги вантажу зосереджений в точці K , координати центру ваги стріли 3 та вантажу 4 визначаються наступними залежностями:

$$x_3 = l_{AB} \cos \alpha + \frac{1}{2} l_{BK} \cos \gamma; \quad y_3 = l_{AB} \sin \alpha - \frac{1}{2} l_{BK} \sin \gamma; \quad x_4 = l_{AB} \cos \alpha + l_{BK} \cos \gamma; \\ y_4 = l_{AB} \sin \alpha - l_{BK} \sin \gamma, \quad (5)$$

де l_{AB} та l_{BK} розміри стріли 2 та 3.

Оптимальний енергетичний режим руху стрілової системи маніпулятора буде визначатися системою рівнянь Ейлера – Пуассона [2;3]:

$$\begin{cases} \frac{dE_k}{dq_1} - \frac{d}{dt} \frac{dE_k}{dq_1} = 0; \\ \frac{dE_k}{dq_2} - \frac{d}{dt} \frac{dE_k}{dq_2} = 0. \end{cases} \quad (6)$$

Визначаючи систему рівнянь (6) отримаємо систему диференціальних рівнянь розв'язок якої надасть оптимальний енергетичний (швидкісний) режим руху.

В спрощеному вигляді маємо наступну крайову задачу:

$$\begin{cases} J_2 \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} + J_3 \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} + m_3 \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial q_1} + m_3 \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial q_1} + m_4 \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial q_1} + m_4 \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial q_1} = 0; \\ J_2 \ddot{\alpha} \frac{\partial \alpha}{\partial q_2} + J_3 \ddot{\gamma} \frac{\partial \gamma}{\partial q_2} + m_3 \ddot{x}_3 \frac{\partial x_3}{\partial q_2} + m_3 \ddot{y}_3 \frac{\partial y_3}{\partial q_2} + m_4 \ddot{x}_4 \frac{\partial x_4}{\partial q_2} + m_4 \ddot{y}_4 \frac{\partial y_4}{\partial q_2} = 0, \end{cases} \quad (7)$$

де

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} &= \ddot{q}_1 \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} + \dot{q}_1^2 \frac{\partial^2 \alpha}{\partial q_1^2}, \quad \ddot{\gamma} = \ddot{q}_1 \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} + \dot{q}_1^2 \frac{\partial^2 \gamma}{\partial q_1^2} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 \frac{\partial \gamma}{\partial q_1 \partial q_2} + \ddot{q}_2 \frac{\partial \gamma}{\partial q_2} + \dot{q}_2^2 \frac{\partial^2 \gamma}{\partial q_2^2}, \\ \ddot{x}_i &= \ddot{q}_1 \frac{\partial x_i}{\partial q_1} + \dot{q}_1^2 \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_1^2} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 \frac{\partial x_i}{\partial q_1 \partial q_2} + \ddot{q}_2 \frac{\partial x_i}{\partial q_2} + \dot{q}_2^2 \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_2^2}, \\ \ddot{y}_i &= \ddot{q}_1 \frac{\partial y_i}{\partial q_1} + \dot{q}_1^2 \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_1^2} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 \frac{\partial y_i}{\partial q_1 \partial q_2} + \ddot{q}_2 \frac{\partial y_i}{\partial q_2} + \dot{q}_2^2 \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_2^2}, \quad i = 3, 4, \end{aligned}$$

з крайовими умовами: початковими $t = t_0 = 0$, $q_1 = q_{1n}$, $q_2 = q_{2n}$ і кінцевими $t = t_1 = t_k$, $q_1 = q_{1k}$, $q_2 = q_{2k}$.

Після зведення до узагальнених координат, отримуємо систему нелінійних диференціальних рівнянь зі змінними коефіцієнтами:

$$\begin{cases} \ddot{q}_1 A_{11} + \ddot{q}_2 A_{12} + \dot{q}_1^2 C_{11} + \dot{q}_2^2 C_{12} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 B_{11} = 0; \\ \ddot{q}_1 A_{21} + \ddot{q}_2 A_{22} + \dot{q}_1^2 C_{21} + \dot{q}_2^2 C_{22} + 2\dot{q}_1 \dot{q}_2 B_{21} = 0, \end{cases} \quad (8)$$

де

$$\begin{aligned} A_{i,j} &= \sum_{\max(i,j)}^n J_i \left(\frac{\partial \phi_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial \phi_i}{\partial q_j} \right) + \sum_{\max(i,j)}^n m_i \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_j} \right) + \sum_{\max(i,j)}^n m_i \left(\frac{\partial y_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial y_i}{\partial q_j} \right); \\ C_{i,j} &= \sum_{\max(i,j)}^n J_i \left(\frac{\partial \phi_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial^2 \phi_i}{\partial q_j^2} \right) + \sum_{\max(i,j)}^n m_i \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial^2 x_i}{\partial q_j^2} \right) + \sum_{\max(i,j)}^n m_i \left(\frac{\partial y_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial^2 y_i}{\partial q_j^2} \right); \\ B_{i,j} &= \sum_{\max(i,j)}^n J_i \left(\frac{\partial \phi_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial^2 \phi_i}{\partial q_i \partial q_j} \right) + \sum_{\max(i,j)}^n m_i \left(\frac{\partial x_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial^2 x_i}{\partial q_i \partial q_j} \right) + \sum_{\max(i,j)}^n m_i \left(\frac{\partial y_i}{\partial q_i} \right) \left(\frac{\partial^2 y_i}{\partial q_i \partial q_j} \right), \quad i, j = 1, 2, \end{aligned}$$

де ϕ_i – кут повороту i -ої ланки стріли (при $i = 1$ – $\phi_1 = \alpha$; при $i = 2$ – $\phi_2 = \gamma$); n – кількість узагальнених координат.

Для розв'язку системи (8) використаємо наближений числовий метод колокацій. При використанні методу колокацій розв'язок крайової задачі (8) шукаємо у вигляді:

$$\begin{aligned} q_1 &= q_{1n} + \left(\Delta q_1 + \left(1 - \frac{t}{t_1} \right) \left(a_1 + a_2 \frac{t}{t_1} \right) \right) \cdot \left(\frac{t}{t_1} \right); \quad \dot{q}_1 = \left(\Delta q_1 + a_1 \left(1 - 2 \frac{t}{t_1} \right) + a_2 \frac{t}{t_1} \left(2 - 3 \frac{t}{t_1} \right) \right) \frac{1}{t_1}; \\ \ddot{q}_1 &= 2 \left(a_2 \left(1 - 3 \frac{t}{t_1} \right) - a_1 \right) \frac{1}{t_1^2}; \quad q_2 = q_{2n} + \left(\Delta q_2 + \left(1 - \frac{t}{t_1} \right) \left(a_3 + a_4 \frac{t}{t_1} \right) \right) \cdot \left(\frac{t}{t_1} \right); \\ \dot{q}_2 &= \left(\Delta q_2 + a_3 \left(1 - 2 \frac{t}{t_1} \right) + a_4 \frac{t}{t_1} \left(2 - 3 \frac{t}{t_1} \right) \right) \frac{1}{t_1}; \quad \ddot{q}_2 = 2 \left(a_4 \left(1 - 3 \frac{t}{t_1} \right) - a_3 \right) \frac{1}{t_1^2}, \end{aligned} \quad (9)$$

де $\Delta q_1 = q_{1k} - q_{1n}$; $\Delta q_2 = q_{2k} - q_{2n}$; $\frac{t}{t_1}$ – відносна координата часу; t_1 – тривалість ділянки руху стріли; a_1, a_2, a_3, a_4 – сталі коефіцієнти рівнянь неув'язок в точках колокацій.

Точками колокацій вибрано: $\frac{t}{t_1} = \frac{1}{3}$ та $\frac{t}{t_1} = \frac{2}{3}$. Визначивши в точках колокацій неув'язку рівнянь (9), отримуємо систему трансцендентних рівнянь з невідомими



коефіцієнтами a_1, a_2, a_3, a_4 , розв'язавши які отримаємо: $a_1 = 0,279$; $a_2 = -0,093$; $a_3 = -0,173$; $a_4 = 0,076$. Після підстановки отриманих коефіцієнтів в залежності (9), отримаємо характеристики руху системи, що зображені на рис.2.

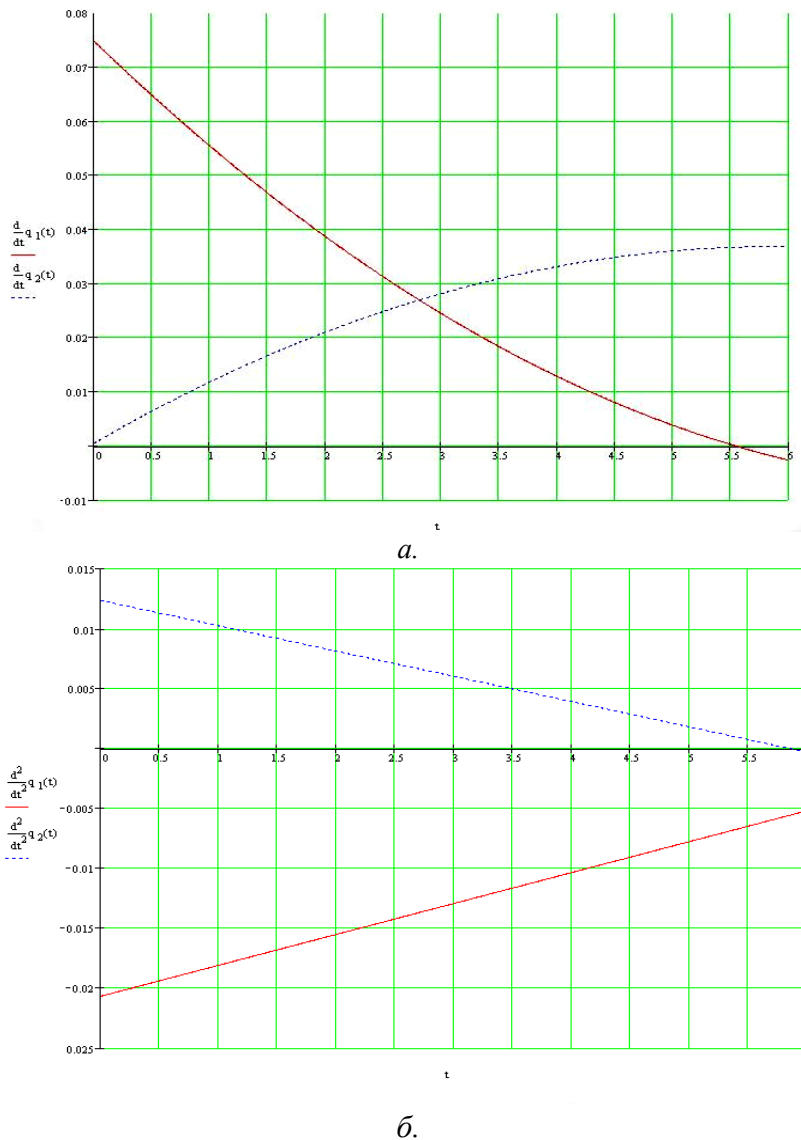


Рисунок 2. Характеристики зміни швидкості (а) та прискорення (б) поршнів привідних гідроциліндрів (узагальнених незалежних координат q_1, q_2) при енергетичному режимі руху.

Оптимальний динамічний режим руху механічної складової стрілової системи маніпулятора визначається шляхом мінімізації інтегрального функціоналу з підінтегральною функцією у вигляді енергії прискорень:

$$I = \int_{t_0}^{t_1} E_n(t, q_1, \dot{q}_1, \ddot{q}_1, q_2, \dot{q}_2, \ddot{q}_2) dt. \quad (10)$$

Енергія прискорень стрілової системи, зображеної на рис.1, матиме вигляд:

$$E_n = \frac{1}{2} J_2 \ddot{\alpha}^2 + \frac{1}{2} J_3 \ddot{\gamma}^2 + \frac{1}{2} m_3 (\ddot{x}_3^2 + \ddot{y}_3^2) + \frac{1}{2} m_4 (\ddot{x}_4^2 + \ddot{y}_4^2), \quad (11)$$

де $\ddot{\alpha}$ – кутове прискорення стріли 2; $\ddot{\gamma}$ – кутове прискорення обертання стріли 3 відносно власного центра мас; \ddot{x}_3, \ddot{y}_3 та \ddot{x}_4, \ddot{y}_4 – прискорення центра мас ланки 3 та вантажу 4 по осям, відповідно, абсцис та ординат.

Оптимальний динамічний режим руху стрілової системи маніпулятора визначається системою рівнянь Ейлера – Пуассона:

$$\begin{cases} \frac{dE_n}{dq_1} - \frac{d}{dt} \frac{dE_n}{dq_1} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{dE_n}{dq_1} = 0; \\ \frac{dE_n}{dq_2} - \frac{d}{dt} \frac{dE_n}{dq_2} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{dE_n}{dq_2} = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Спростивши систему (12) отримаємо наступну крайову задачу:

$$\begin{cases} J_2 \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} + J_3 \gamma \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} + m_3 x_3 \frac{\partial x_3}{\partial q_1} + m_3 y_3 \frac{\partial y_3}{\partial q_1} + m_4 x_4 \frac{\partial x_4}{\partial q_1} + m_4 y_4 \frac{\partial y_4}{\partial q_1} = 0; \\ J_2 \alpha \frac{\partial \alpha}{\partial q_2} + J_3 \gamma \frac{\partial \gamma}{\partial q_2} + m_3 x_3 \frac{\partial x_3}{\partial q_2} + m_3 y_3 \frac{\partial y_3}{\partial q_2} + m_4 x_4 \frac{\partial x_4}{\partial q_2} + m_4 y_4 \frac{\partial y_4}{\partial q_2} = 0, \end{cases} \quad (13)$$

де

$$\begin{aligned} \alpha &= q_1 \frac{\partial \alpha}{\partial q_1} + 4\ddot{q}_1 \dot{q}_1 \frac{\partial^2 \alpha}{\partial q_1^2} + 3\ddot{q}_1^2 \frac{\partial^2 \alpha}{\partial q_1^2} + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_1^2 \frac{\partial^3 \alpha}{\partial q_1^3} + \dot{q}_1^4 \frac{\partial^4 \alpha}{\partial q_1^4}, \\ \dot{\gamma} &= q_1 \frac{\partial \gamma}{\partial q_1} + (4\dot{q}_1 \ddot{q}_1 + 3\ddot{q}_1^2) \frac{\partial^2 \gamma}{\partial q_1^2} + (4\ddot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2 + 4\dot{q}_1 \ddot{q}_2) \frac{\partial^2 \gamma}{\partial q_1 \partial q_2} + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2 \frac{\partial^3 \gamma}{\partial q_1^3} + \dot{q}_2^4 \frac{\partial^4 \gamma}{\partial q_2^4} + \\ &+ (12\ddot{q}_1 \dot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\dot{q}_1^2 \ddot{q}_2) \frac{\partial^3 \gamma}{\partial q_1^2 \partial q_2} + (12\dot{q}_1 \ddot{q}_2 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_2^2) \frac{\partial^3 \gamma}{\partial q_1 \partial q_2^2} + q_2 \frac{\partial \gamma}{\partial q_2} + (4\dot{q}_2 \ddot{q}_2 + 3\ddot{q}_2^2) \frac{\partial^2 \gamma}{\partial q_2^2} + \\ &+ 6\ddot{q}_2 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^3 \gamma}{\partial q_2^3} + 4\dot{q}_1^3 \dot{q}_2 \frac{\partial^4 \gamma}{\partial q_1^3 \partial q_2} + 6\dot{q}_1^2 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^4 \gamma}{\partial q_1^2 \partial q_2^2} + 4\dot{q}_1 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^4 \gamma}{\partial q_1 \partial q_2^3} + \dot{q}_2^4 \frac{\partial^4 \gamma}{\partial q_2^4}; \\ \ddot{x}_i &= q_1 \frac{\partial x_i}{\partial q_1} + (4\dot{q}_1 \ddot{q}_1 + 3\ddot{q}_1^2) \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_1^2} + (4\ddot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2 + 4\dot{q}_1 \ddot{q}_2) \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_1 \partial q_2} + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2 \frac{\partial^3 x_i}{\partial q_1^3} + \dot{q}_2^4 \frac{\partial^4 x_i}{\partial q_2^4} + \\ &+ (12\ddot{q}_1 \dot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\dot{q}_1^2 \ddot{q}_2) \frac{\partial^3 x_i}{\partial q_1^2 \partial q_2} + (12\dot{q}_1 \ddot{q}_2 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_2^2) \frac{\partial^3 x_i}{\partial q_1 \partial q_2^2} + q_2 \frac{\partial x_i}{\partial q_2} + (4\dot{q}_2 \ddot{q}_2 + 3\ddot{q}_2^2) \frac{\partial^2 x_i}{\partial q_2^2} + \\ &+ 6\ddot{q}_2 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^3 x_i}{\partial q_2^3} + 4\dot{q}_1^3 \dot{q}_2 \frac{\partial^4 x_i}{\partial q_1^3 \partial q_2} + 6\dot{q}_1^2 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^4 x_i}{\partial q_1^2 \partial q_2^2} + 4\dot{q}_1 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^4 x_i}{\partial q_1 \partial q_2^3} + \dot{q}_2^4 \frac{\partial^4 x_i}{\partial q_2^4}; \\ \ddot{y}_i &= q_1 \frac{\partial y_i}{\partial q_1} + (4\dot{q}_1 \ddot{q}_1 + 3\ddot{q}_1^2) \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_1^2} + (4\ddot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2 + 4\dot{q}_1 \ddot{q}_2) \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_1 \partial q_2} + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2 \frac{\partial^3 y_i}{\partial q_1^3} + \dot{q}_2^4 \frac{\partial^4 y_i}{\partial q_2^4} + \\ &+ (12\ddot{q}_1 \dot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\dot{q}_1^2 \ddot{q}_2) \frac{\partial^3 y_i}{\partial q_1^2 \partial q_2} + (12\dot{q}_1 \ddot{q}_2 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_2^2) \frac{\partial^3 y_i}{\partial q_1 \partial q_2^2} + q_2 \frac{\partial y_i}{\partial q_2} + (4\dot{q}_2 \ddot{q}_2 + 3\ddot{q}_2^2) \frac{\partial^2 y_i}{\partial q_2^2} + \\ &+ 6\ddot{q}_2 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^3 y_i}{\partial q_2^3} + 4\dot{q}_1^3 \dot{q}_2 \frac{\partial^4 y_i}{\partial q_1^3 \partial q_2} + 6\dot{q}_1^2 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^4 y_i}{\partial q_1^2 \partial q_2^2} + 4\dot{q}_1 \dot{q}_2^2 \frac{\partial^4 y_i}{\partial q_1 \partial q_2^3} + \dot{q}_2^4 \frac{\partial^4 y_i}{\partial q_2^4}; \quad i = 3;4 \end{aligned}$$

при граничних умовах: початкові – $t = t_0 = 0$, $q_1 = q_{1n}$, $q_2 = q_{2n}$, $\dot{q}_1 = 0$, $\dot{q}_2 = 0$; кінцеві – $t = t_1 = t_k$, $q_1 = q_{1k}$, $q_2 = q_{2k}$, $\dot{q}_1 = 0$, $\dot{q}_2 = 0$.

Після зведення до узагальнених координат, отримаємо систему нелінійних диференціальних рівнянням зі змінними коефіцієнтами:



$$\begin{cases}
 q_1 \cdot A_1 + (4\ddot{q}_1 \dot{q}_1 + 3\dot{q}_1^2) \cdot A_2 + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_1^2 \cdot A_3 + \dot{q}_1^4 \cdot A_4 + (4\ddot{q}_1 \dot{q}_2 + 4\dot{q}_1 \ddot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2) \cdot A_5 + \\
 + (12\ddot{q}_1 \dot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\dot{q}_1^2 \ddot{q}_2) \times A_6 + (12\dot{q}_1 \ddot{q}_2 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_2^2) \cdot A_7 + q_2 \cdot A_8 + (4\ddot{q}_2 \dot{q}_2 + 3\dot{q}_2^2) \cdot A_9 + \\
 + 6\ddot{q}_2 \dot{q}_2^2 \cdot A_{10} + 4\dot{q}_1^3 \dot{q}_2 \cdot A_{11} + 6\dot{q}_1^2 \dot{q}_2^2 \times A_{12} + 4\dot{q}_1 \dot{q}_2^3 \cdot A_{13} + \dot{q}_2^4 \cdot A_{14} = 0; \\
 q_1 \cdot B_1 + (4\ddot{q}_1 \dot{q}_1 + 3\dot{q}_1^2) \cdot B_2 + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_1^2 \cdot B_3 + \dot{q}_1^4 \cdot B_4 + (4\ddot{q}_1 \dot{q}_2 + 4\dot{q}_1 \ddot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \ddot{q}_2) \cdot B_5 + \\
 + (12\ddot{q}_1 \dot{q}_1 \dot{q}_2 + 6\dot{q}_1^2 \ddot{q}_2) \times B_6 + (12\dot{q}_1 \ddot{q}_2 \dot{q}_2 + 6\ddot{q}_1 \dot{q}_2^2) \cdot B_7 + q_2 \cdot B_8 + (4\ddot{q}_2 \dot{q}_2 + 3\dot{q}_2^2) \cdot B_9 + \\
 + 6\ddot{q}_2 \dot{q}_2^2 \cdot B_{10} + 4\dot{q}_1^3 \dot{q}_2 \cdot B_{11} + 6\dot{q}_1^2 \dot{q}_2^2 \times B_{12} + 4\dot{q}_1 \dot{q}_2^3 \cdot B_{13} + \dot{q}_2^4 \cdot B_{14} = 0.
 \end{cases} \quad (14)$$

де $A_1 \dots A_{14}$ та $B_1 \dots B_{14}$ – змінні коефіцієнти, що складаються з передаточних функцій.

Для розв'язку системи (14) використаємо наближений числовий метод колокацій. При використанні методу колокацій розв'язок крайової задачі (14) шукаємо у вигляді:

$$q_1 = q_{1n} + \left(\frac{t}{t_1}\right)^2 \left(\Delta q_1 \left(3 - 2\frac{t}{t_1}\right) + b_1 \left(1 - 2\frac{t}{t_1} + \left(\frac{t}{t_1}\right)^2\right) \right); \quad \dot{q}_1 = \left(3\Delta q_1 \left(1 - \frac{t}{t_1}\right) + b_1 \left(1 - 3\frac{t}{t_1} + 2\left(\frac{t}{t_1}\right)^2\right) \right) \frac{2t}{t_1^2};$$

$$\ddot{q}_1 = \left(3\Delta q_1 \left(1 - 2\frac{t}{t_1}\right) + b_1 \left(1 - 6\frac{t}{t_1} + 6\left(\frac{t}{t_1}\right)^2\right) \right) \frac{2}{t_1^2}; \quad \ddot{q}_1 = - \left(\Delta q_1 + b_1 \left(1 - 2\frac{t}{t_1}\right) \right) \frac{12}{t_1^3};$$

$$q_1^{IV} = \frac{24b_1}{t_1^4};$$

$$q_2 = q_{2n} + \left(\frac{t}{t_1}\right)^2 \left(\Delta q_2 \left(3 - 2\frac{t}{t_1}\right) + b_2 \left(1 - 2\frac{t}{t_1} + \left(\frac{t}{t_1}\right)^2\right) \right);$$

$$\dot{q}_2 = \left(3\Delta q_2 \left(1 - \frac{t}{t_1}\right) + b_2 \left(1 - 3\frac{t}{t_1} + 2\left(\frac{t}{t_1}\right)^2\right) \right) \frac{2t}{t_1^2};$$

$$\ddot{q}_2 = \left(3\Delta q_2 \left(1 - 2\frac{t}{t_1}\right) + b_2 \left(1 - 6\frac{t}{t_1} + 6\left(\frac{t}{t_1}\right)^2\right) \right) \frac{2}{t_1^2}; \quad \ddot{q}_2 = - \left(\Delta q_2 + b_2 \left(1 - 2\frac{t}{t_1}\right) \right) \frac{12}{t_1^3};$$

$$q_2^{IV} = \frac{24b_2}{t_1^4}. \quad (15)$$

Точкою колокацій обрано $\frac{t}{t_1} = 0,5$. Обчисливши в точці колокацій неув'язку рівнянь

для заданих параметрів стрілової системи маніпулятора визначасмо невідомі коефіцієнти $b_1=0.403$ та $b_2=0.404$. При підстановці отриманих коефіцієнтів в залежності (15), отримаємо характеристики руху системи, що зображені на рис.3.

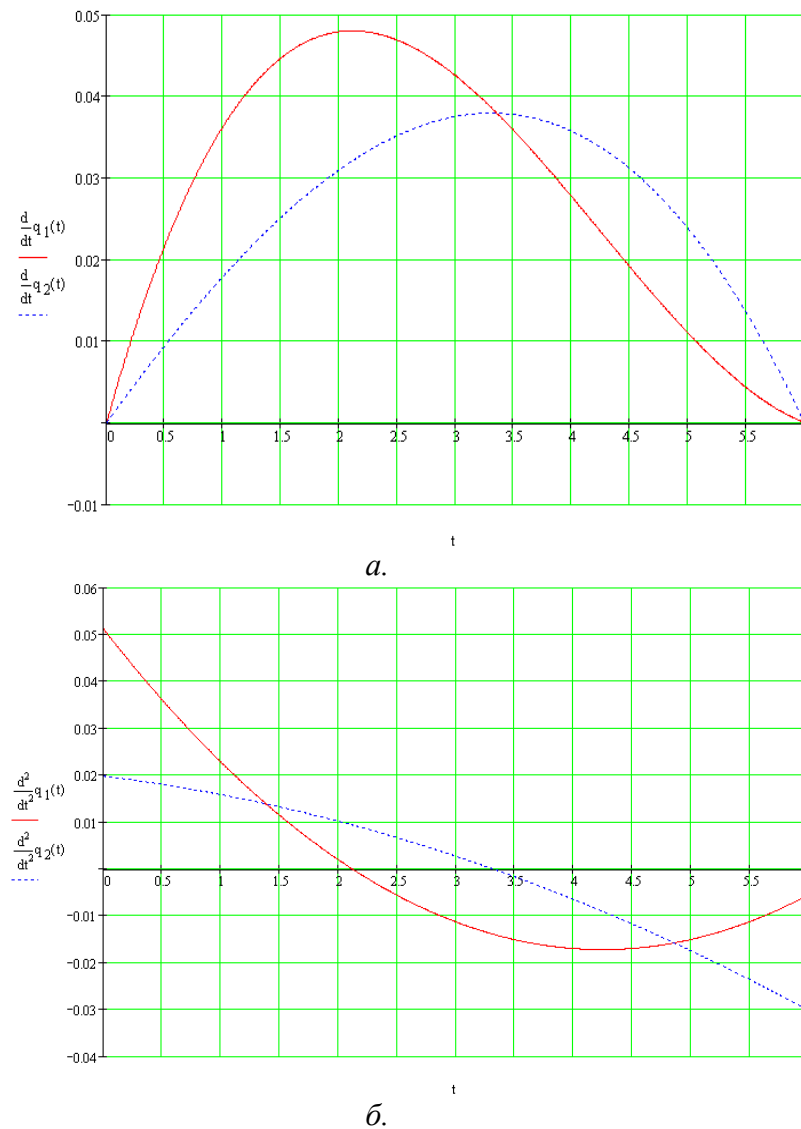


Рисунок 3. Характеристики зміни швидкості (а) та прискорення (б) поршнів привідних гідроциліндрів (узагальнених незалежних координат q_1, q_2) при динамічному режимі руху.

Висновки

1. Визначено оптимальні режими руху стрілової системи маніпулятора під час роботи двох гідроциліндрів зміни вильоту, що дає можливість покращити динаміку роботи крана.
2. Встановлено, що енергетичний режим придатний лише для усталеного руху, тоді як динамічний можна використовувати на перехідних ділянках (пуску чи гальмування).

Література:

1. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. Киев УМК ВО, 1990. – 168с.
2. Григоров О. В. Ловейкин В. С. Оптимальное керування рухом механізмів вантажо-підйомних машин. – К.: ІЗМН, 1997. – 264с.
3. Черноушко Ф. Л., Болотник Н. Н., Градецкий В. Г. Манипуляционные роботы: динамика, управление, оптимизация. – М.: Наука, 1989. - 386с.

УДК 621. 87

В.С. Ловейкін, докт. техн. наук
О.Г. Шевчук, студ

ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ ПУСКУ ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЇ СТІЛОВОЇ СИСТЕМИ БАШТОВОГО КРАНА

Постановка проблеми. Баштові крани з шарнірно-зчленованою стріловою системою (рис.1) використовуються для висотного будівництва. Стріла таких кранів складається з основної та допоміжної секцій. Основна секція з'єднана з баштою шарніром і повертається відносно нього на кут 90° , з іншого боку до неї приєднана допоміжна секція, яка знаходиться завжди в горизонтальному положенні за рахунок приєданого чотириланкового механізму. По допоміжній секції стріли рухається вантажна каретка.

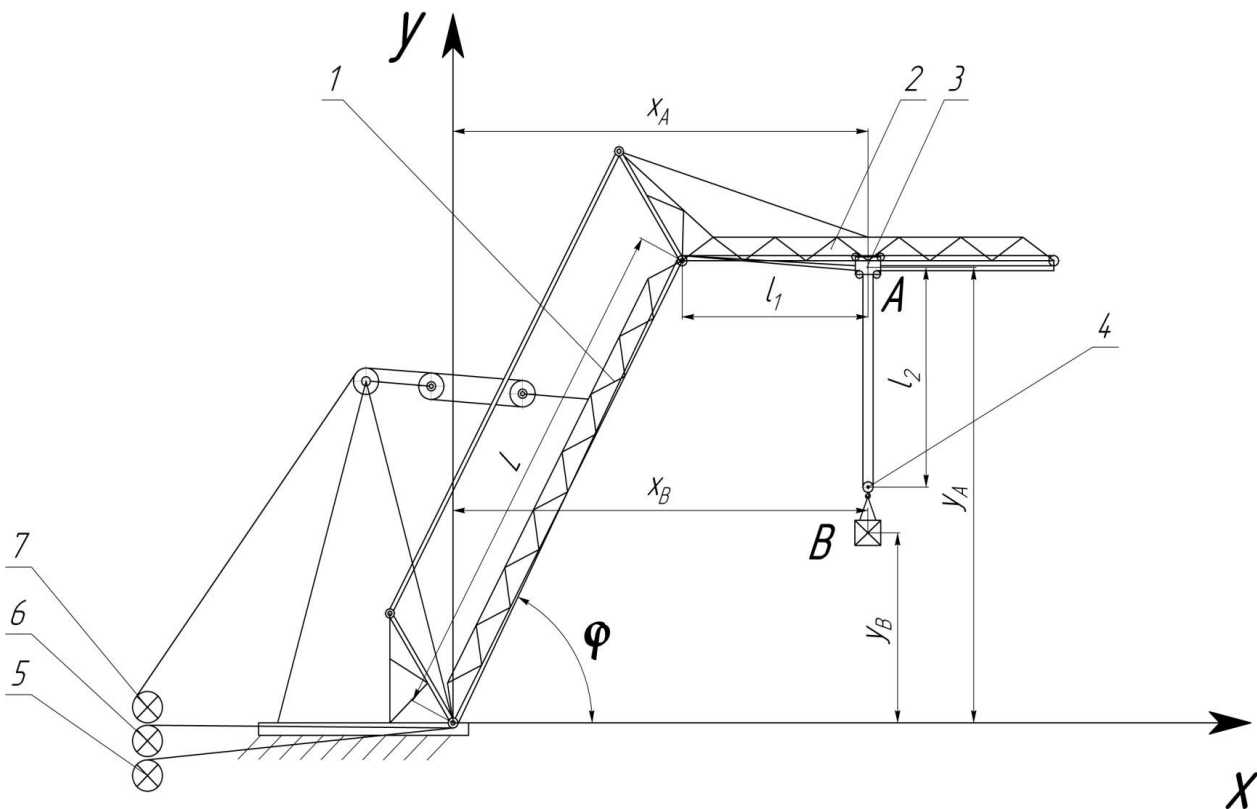


Рисунок 1. Шарнірно-зчленована стрілова система баштового крана:

1-основна секція стріли; 2-допоміжна секція стріли; 3-вантажна каретка; 4-захватний пристрій; 5-привід механізму підйому вантажу; 6-привід переміщення вантажної каретки; 7-привід механізму підйому стрілової системи.

В процесі пуску стрілової системи виникають коливання вантажу, які створюють додаткові динамічні навантаження, що передаються на стрілову систему і весь кран[1,2].. Також динамічні навантаження виникають і за рахунок відцентрових сил. Ці навантаження є досить небезпечними, бо стрілова система є досить громісткою і знаходиться на значній висоті. Зменшення цих навантажень дозволить покращити роботу баштових кранів з шарнірно-зчленованою стріловою системою, підвищити надійність, довговічність, та дасть змогу застосовувати приводи меншої потужності.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проблемі усунення коливань вантажу в процесі зміни вильоту крана з вантажною кареткою або шарнірно-зчленованою стріловою системою присвячено значну кількість праць, серед яких можна виділити такі [3 – 8]. Однак сумісна дія переміщення вантажної каретки і зміни положення стрілової системи в процесі зміни вильоту вантажу не розглядалась. Крім того, оптимізація динамічного режиму пуску здійснювалась тільки за кінематичними критеріями [9].

Мета роботи. Мета даної роботи полягає у визначенні режиму пуску який забезпечує мінімальну динамічну складову потужності приводу.

Виклад основного матеріалу. Оптимальний режим пуску стрілової системи може бути отриманий в результаті мінімізації інтегрального функціоналу [10]:

$$I_V = \int_0^{t_1} V dt \rightarrow \min, \quad (1)$$

де t – час, t_1 – тривалість пуску механізму підйому стріли, V – «енергія» прискорень стрілової системи. Цей критерій відображає динамічну складову потужності приводного механізму [11].

Для шарнірно-зчленованої стрілової системи складемо функцію «енергії» прискорень вважаючи що вантажна каретка не переміщується відносно допоміжної секції стріли

$$V = \frac{1}{2} J_0 \ddot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} m_1 (\ddot{x}_A^2 + \ddot{y}_A^2) + \frac{1}{2} m_2 (\ddot{x}_B^2 + \ddot{y}_B^2), \quad (2)$$

де J_0 – момент інерції основної секції стріли; φ – кутова координата переміщення основної секції стріли; m_1 – зведена маса допоміжної секції стріли і вантажної каретки; m_2 – маса вантажу; x_A, y_A – зведені координати центру мас допоміжної секції стріли і вантажної каретки; x_B, y_B – координати центру мас вантажу.

Виразимо координати x_A, y_A, x_B, y_B через кутову координату переміщення основної секції стріли φ і візьмемо першу та другу похідні за часом від цих координат, в результаті чого отримаємо:

$$\begin{aligned} x_A &= L \cos \varphi + l_1; & \dot{x}_A &= -\dot{\varphi} L \sin \varphi; & \ddot{x}_A &= -\ddot{\varphi} L \sin \varphi - \dot{\varphi}^2 L \cos \varphi; \\ y_A &= L \sin \varphi; & \dot{y}_A &= \dot{\varphi} L \cos \varphi; & \ddot{y}_A &= \ddot{\varphi} L \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 L \sin \varphi; \\ x_B &= L \cos \varphi + l_1; & \dot{x}_B &= -\dot{\varphi} L \sin \varphi; & \ddot{x}_B &= -\ddot{\varphi} L \sin \varphi - \dot{\varphi}^2 L \cos \varphi; \\ y_B &= L \sin \varphi - l_2; & \dot{y}_B &= \dot{\varphi} L \cos \varphi; & \ddot{y}_B &= \ddot{\varphi} L \cos \varphi - \dot{\varphi}^2 L \sin \varphi; \end{aligned} \quad (3)$$

де L – довжина основної секції стріли; l_1 – горизонтальна координата центра мас каретки відносно осі шарніра з'єднання основної та допоміжної секції стріли; l_2 – довжина підвісу вантажу.

Підставимо другі похідні від цих координат у вираз (2) і проведемо необхідні перетворення. Після чого будемо мати:

$$V = \frac{1}{2} J_0 \ddot{\varphi}^2 + \frac{1}{2} (m_1 + m_2) L^2 (\ddot{\varphi}^2 + \dot{\varphi}^4). \quad (4)$$

Критерій представляє собою інтегральний функціонал, умовою мінімуму якого є рівняння Пуассона [12]

$$\frac{\partial V}{\partial \varphi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V}{\partial \dot{\varphi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial V}{\partial \ddot{\varphi}} = 0. \quad (5)$$

Після підстановки функції V в рівняння Пуассона отримаємо нелінійне диференціальне рівняння четвертого порядку:

$$\varphi^{IV} - 6 \frac{(m_1 + m_2) L^2}{J_0 + (m_1 + m_2) L^2} \dot{\varphi}^2 \ddot{\varphi} = 0. \quad (6)$$

Розв'яжемо це рівняння чисельним методом за таких вихідних даних:



$J_0 = 2812 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ – момент інерції основної секції стріли, $m_1 = 300 \text{ кг}$ – зведена маса допоміжної секції стріли і вантажної каретки, $m_2 = 10000 \text{ кг}$ – маса вантажу, $L = 15 \text{ м}$ – довжина основної секції стріли;

при таких краєвих умовах:

$$t = 0: \varphi(t) = \varphi_0, \dot{\varphi}(t) = 0;$$

$$t = t_p: \dot{\varphi}(t_p) = \omega, \ddot{\varphi}(t_p) = 0,$$

де $\varphi_0 = 0$ – початкове значення кута переміщення основної секції стріли, $t_p = 3 \text{ с}$ – час розгону системи, $\omega = 0,04 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ – кутова швидкість при усталеному режимі руху. В результаті розв'язку (6) отримуємо результати які зведемо в таблицю.

Таблиця 1.
Розв'язок рівняння (6)

t	φ	$\dot{\varphi}$	$\ddot{\varphi}$
0	0	0,00076	0
0,05	0,0000446	0,0012	0,0165
0,1	0,0001298	0,0022	0,0324
0,15	0,000287	0,0039	0,0275
0,2	0,000513	0,0052	0,0226
0,25	0,000798	0,0063	0,0234
0,3	0,00114	0,0075	0,0243
0,35	0,00154	0,0086	0,0234
0,4	0,00201	0,0098	0,0226
0,5	0,0031	0,012	0,0219
1	0,012	0,022	0,0175
1,5	0,025	0,029	0,0131
2	0,041	0,035	0,0087
2,5	0,059	0,038	0,0043
3	0,079	0,039	0

На основі даних таблиці побудовано графіки зміни кутової координати зміни кутової координати, швидкості та прискорення основної секції стріли (рис. 2), які забезпечують оптимальний динамічний режим пуску стрілової системи з урахуванням відцентрових сил, що діють на стрілову систему. Крім того, аналітично розв'язано рівняння (6) без врахування відцентрових сил, яке дає розв'язок у наступному вигляді:

$$\begin{aligned} \varphi(t) &= \varphi_0 + \omega \cdot \left(1 - \frac{t}{3 \cdot t_p}\right) \cdot \frac{t^2}{t_p}; \\ \dot{\varphi}(t) &= \omega \cdot \left(2 - \frac{t}{t_p}\right) \cdot \frac{t}{t_p}; \\ \ddot{\varphi}(t) &= 2\omega \cdot \left(1 - \frac{t}{t_p}\right) \cdot \frac{1}{t_p}. \end{aligned} \quad (7)$$

На основі залежностей (7) для тієї ж стрілової системи побудовані графіки зміни цих характеристик, які наведені на рис. 2 і показані пунктирною лінією. З отриманих графіків видно, що вплив відцентрових сил є незначним і проявляє себе лише в початковій стадії пуску в межах до 0,4с. Більш повно цю стадію пуску показано на рис. 3.

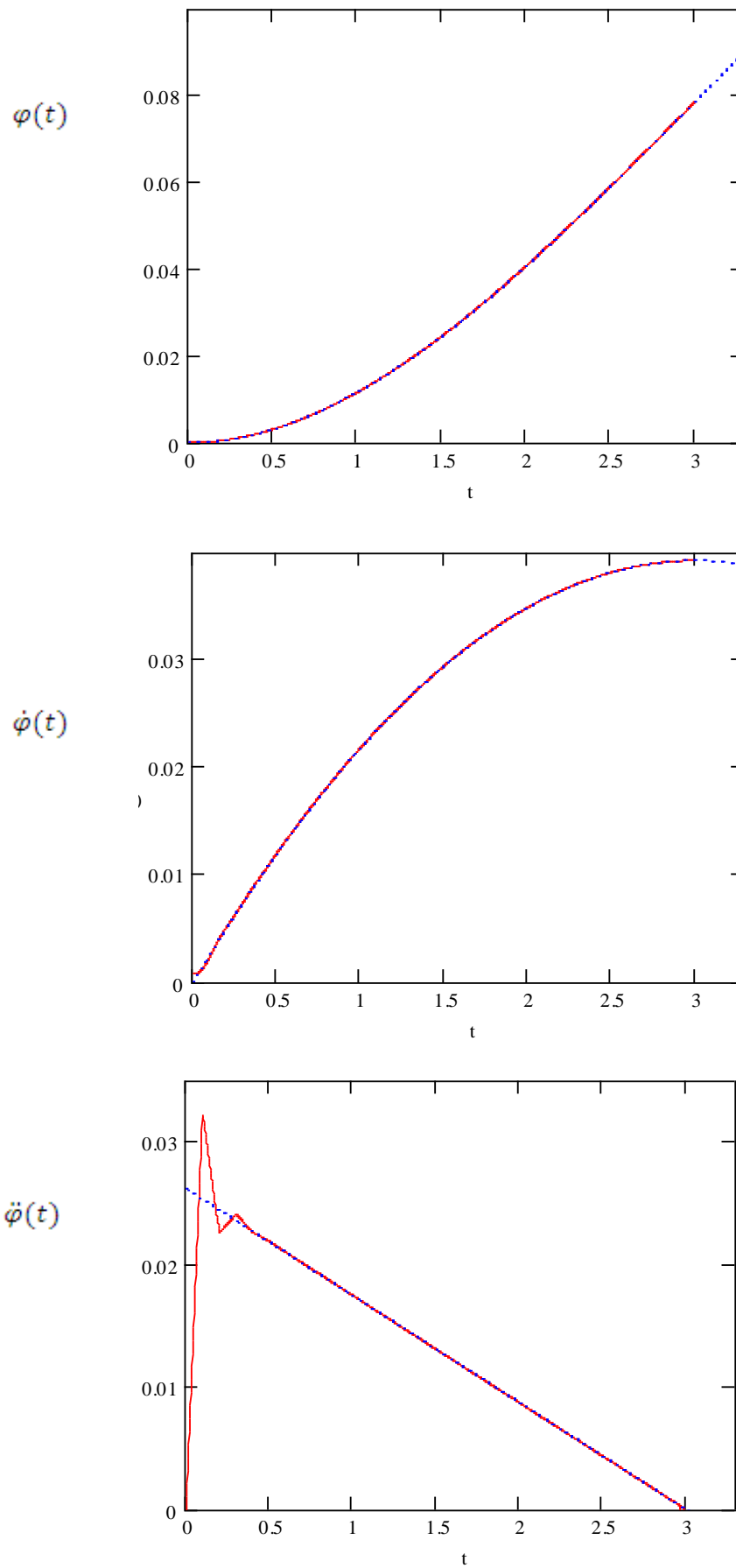


Рисунок 2. Графіки зміни кутової координати, швидкості та прискорення основної секції стріли.

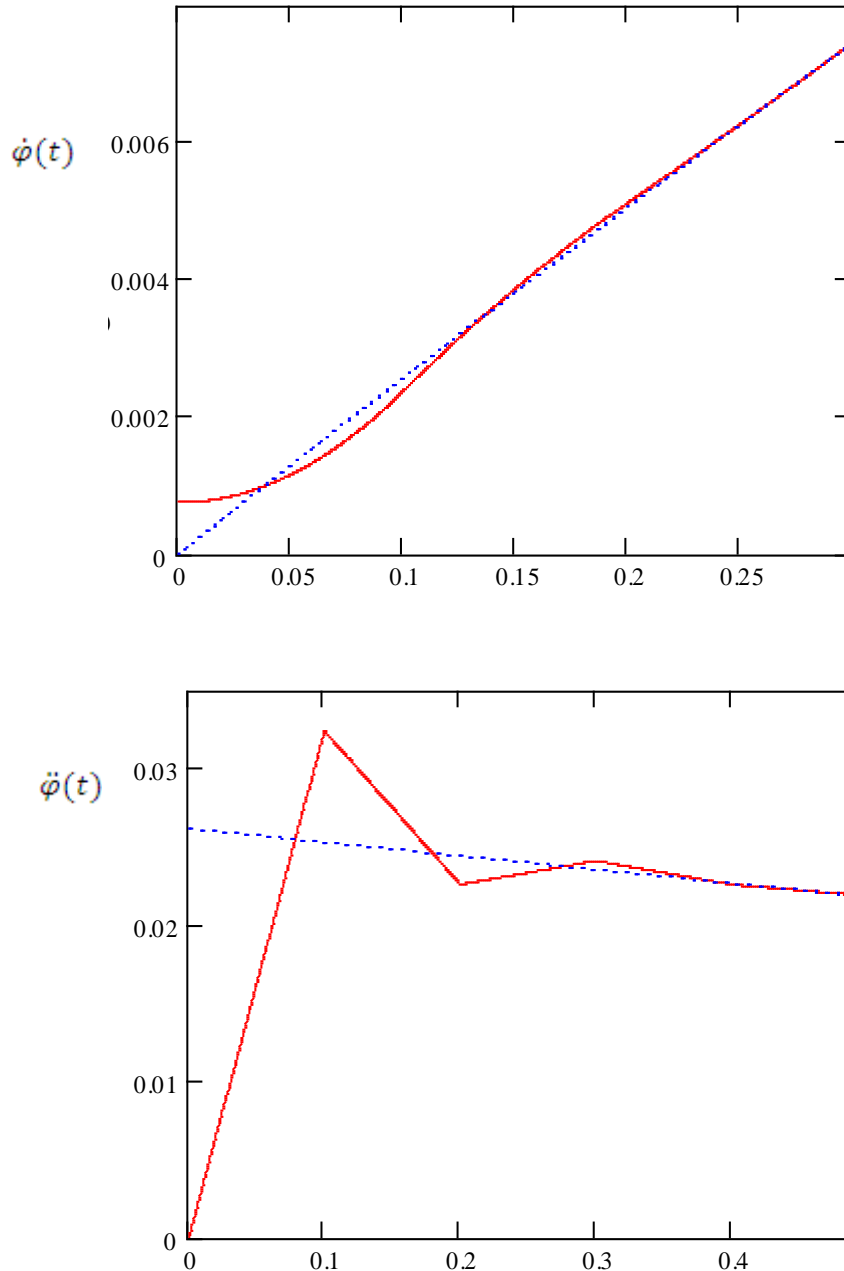


Рисунок 3. Графіки зміни кутової швидкості та прискорення основної секції стріли в межах до 0,4с.

Висновки. Аналіз проведених досліджень динаміки пуску шарнірно-зчленованої стрілової системи показав що вплив, відцентрових сил, які діють на стрілову систему, є незначним. В процесі оптимального пуску за динамічним критерієм з урахуванням відцентрових сил виявлено, що для забезпечення цього режиму необхідна деяка незначна початкова швидкість стрілової системи, що не відповідає початковим умовам руху із стану спокою. В початковий момент пуску до 0,4 с спостерігається незначне коливання прискорення, що може викликати додаткові динамічні навантаження коливального характеру. Разом з тим початкове прискорення при цьому режимі дорівнює нулю, що

сприяє плавному пуску. Для оптимального динамічного режиму пуску може бути використано модель стрілової системи без врахування відцентрових сил.

Література

1. Аксенов Л.Б. Синтез системы для гашения колебаний груза // *Подъемно-транспортные машины*. – Тула, 1981.- Вып.10. – с.66-69.
2. Перельмутер М.М. , Пляков Л.Н. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на него электроприводом // *Изв.вузов. Электромеханика*. – 1971. - № 7. – с.769-774
3. Черноусько Ф.Л. , Акуленко Л.Д. , Соколов Б.Н. Управление колебаниями. – М. : Наука, 1980. – 384с.
4. Жилин В.А. , Кибрик Л.И. , Колодный И.Д. Оптимальное управление грузом на гибком подвесе // *Приборостроение*. – Пермь, 1976. – с. 60-68.
5. Рунов М.Н. Гашение колебаний груза при торможении крановой тележки ступенчатым тормозным моментом // *Изв.вузов Машиностроение*. – 1970. - № 12. – с. 121-125.
6. Кустовой В.Н. Влияние систем гашения колебаний груза на производительность крана // *Экон.орг. и управление на мор.транспорте*. – М. , 1985. – с. 125-127.
7. Смехов А.А. , Ерофеев Н.И. Оптимальное управление подъемно-транспортными механизмами. – М. : Машиностроение, 1975. – 239 с.
8. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідійомних машин: Автореф.дис. . . д-ра тех.наук. – Харків: ХІПІ, 1994. – 32 с.
9. В.С. Ловейкин Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168с.
10. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – Киев: УМК ВО, 1990. – 168с.
11. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. М. : Машиностроение, 1987. – 160с.
12. Цлаф Л.Я. Вариационное исчисление и интегральные уравнения. – М.: Наука, 1970
13. Григоров О.В., Ловейкін В.С. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідійомних машин: Навч.посібник. – К. : ІЗМН, 1997. -264с.



Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 534

*І. І. Назаренко, проф.,
А. Т. Свідерський, доц.,
М. М. Ручинський, доц.,
А. М. Шепелюк, студент, (КНУБА)*

ОГЛЯД ТА ОЦІНКА КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ УСТАНОВОК ДЛЯ ФОРМУВАННЯ БАГАТОПУСТОТНИХ ПЛИТ

Актуальність проблеми. У практиці виробництва збірного залізобетону, найбільш широке застосування отримали багатопустотні плити, які призначені для несучої частини перекриття будівель і споруд. Сучасні технології і обладнання не в повній мірі забезпечують високі вимоги до якості виготовлення багатопустотних плит. Стаття присвячена оцінці переваг та недоліків існуючих формувальних установок з метою обґрунтування та вибору найбільш ефективного методу.

Огляд та оцінка існуючих конструкцій. Багатопустотні панелі перекриттів виготовляють по стендовій, агрегатно-поточній і конвеєрній технологіях. Вибір технології означає метод виробництва багатопустотних плит і склад обладнання.

Основними методами виробництва багатопустотних плит є агрегатно-поточна і конвеєрна схеми за цими технологіями виробництва багатопустотних панелей відбувається такими основними засобами:

- на віброплощадках з використанням не віброуючих пустотоутворювачів та вібропривантаження чи статичного привантаження;
- на формувальних установках з використанням віброуючих пустотоутворювачів та вібропривантаження чи привантаження.

Метод виробництва багатопустотних плит на віброплощадках з використанням вібровкладишів і вібропривантажувача представляє собою об'єднання перших двох способів. Форма, що, складається з піддона (об'єднання перших способів) борт оснастки, встановлюється на віброплощадку, кареткою у форму вводяться вібровкладиші. На заключній стадії ущільнення на поверхню укладається вібропривантажувач і здійснюється ущільнення поверхневих шарів виробу.

При виробництві багатопустотних виробів у форму 1 (рис. 1, а), яку розміщено в горизонтальній площині, встановлюють арматурний каркас 2 і спеціальні пустотоутворювачі 3 з наступним укладанням і ущільненням бетонної суміші 4. Потім пустотоутворювачі виймають, і у виробі залишаються пустоти. Щоб забезпечити термінове розпалублення виробів без обвалення склепінь, слід використовувати жорсткі бетонні суміші, які потребують інтенсивної вібрації. Ущільнення досягається завдяки коливанням вкладишів з вбудованими в них віброзбуджувачами (рис. 1, б) або встановленням вкладишів 1 з формою 2 на вібромайданчики 3 (рис. 1, в). У першому випадку вкладиш є джерелом коливань і називається вібровкладишем, а в другому – вкладиш грає роль пустотоутворювача. Можливі варіанти одночасного застосування обох методів. Зрозуміло, що пряма передача коливань безпосередньо бетонній суміші є ефективнішою, ніж використання пасивних пустотоутворювачів. До комплексу обладнання установки, що

реалізує підхід (рис.1, б), при найпоширенішій агрегатно-поточній лінії, входять: формувальна машина, самохідний портал, бетоноукладач, піддони й автоматичний захват. [1]

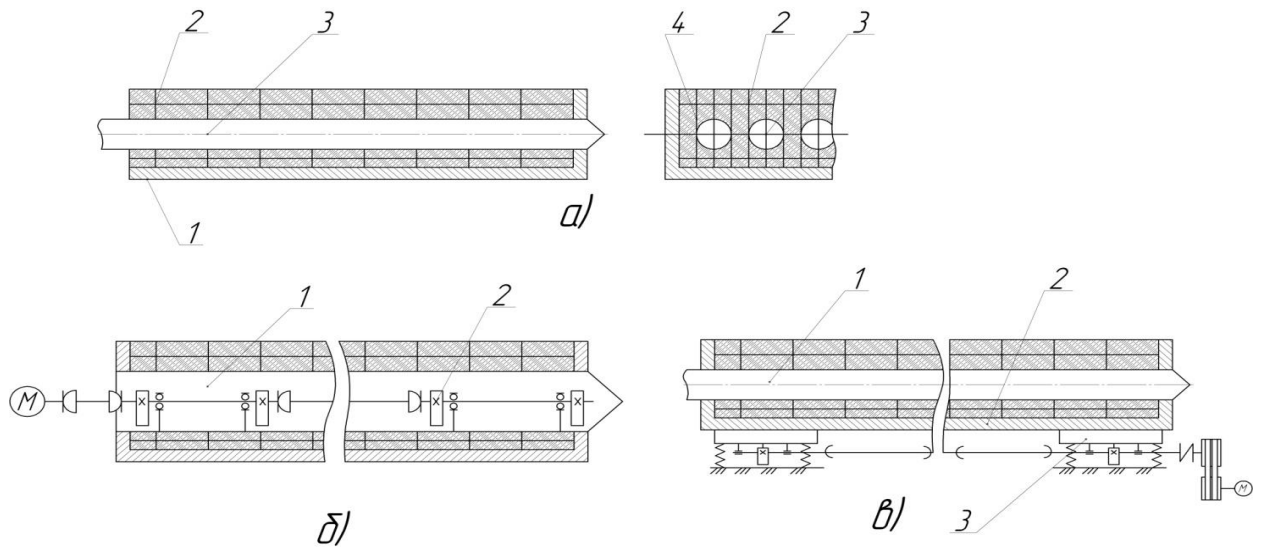
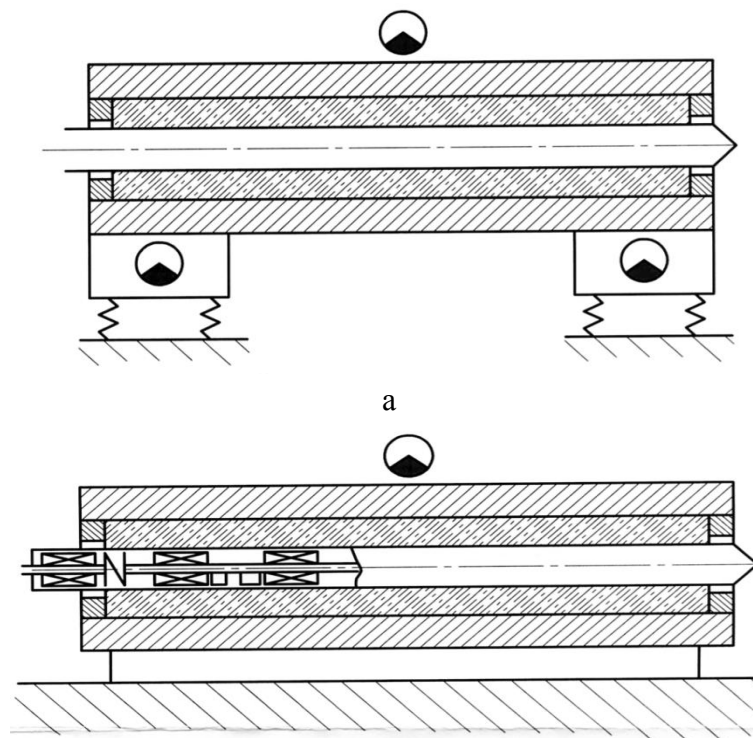


Рисунок 1. Принцип формування пустотних залізобетонних плит:

а – схема пустої утворення; б- ущільнення суміші вібровкладишами; в – ущільнення суміші на вібромайданчику.

Виробництво багатопустотних плит здійснюється на установках (Рис.2), які відрізняються між собою робочими органами. Також віброплощинки які представляються, відрізняються одна від одної різними принципами коливань:

- По напрямленню спонукаючої дії: з коловими, вертикально і горизонтально направленими коливаннями;
- По спектральному складу: з гармонійними, бі-гармонійними, ударно-вібраційними коливаннями;



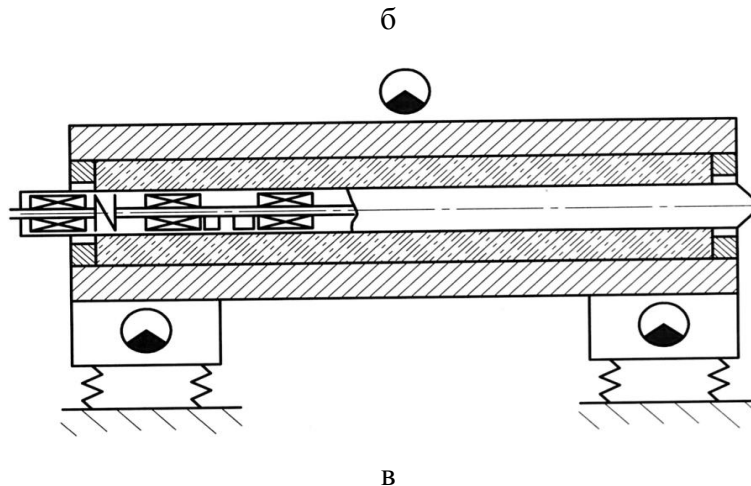


Рисунок 2. Схеми установок для формування багатопустотних плит:
а – з віброплощадкою, пустотоутворювачами і вібропривантаженням;
б – з вібровкладишами і вібропривантажувачем;
в – з вібровкладишами, віброплощадкою і вібропривантаженням.

Найбільш широке застосування отримали віброплощадки з вертикально направленими коливаннями. Установки з горизонтальними коливаннями, не дивлячись на ряд переваг – зниження енергоємності, зниження кількості деталей, що швидко обертаються, спрощення механізму кріплення форми – використовуються обмежено.

За стендовою технологією багатопустотні плити виробляють на довгих стендах спеціальними екструдерами з наступним розрізанням. Такі машини для безперервного формування найбільш поширені за кордоном. Це формувальні комбайни, що випускають фірми «Max Rot» (ФРН), «Partek» (Фінляндія), «Spiroll» (Канада) та інші. При різних конструктивних рішеннях вони мають подібний принцип роботи. Проілюструємо його на прикладі формувальної машини фірми «Spiroll» (Рис. 3). Екструдер встановлюється на початку формувальної смуги і його бункер 1 заповнюється бетонною сумішшю. Бетонна суміш під власною вагою опускається на витки шнеків 2, що обертається від приводу 9. Шнеки подають її до формувальної камери, що утворена ковзаючіми бортами, металевим піддоном стенду 3 та віброплитою 4. У формувальній камері, під дією тиску шнеків, а також вібрації віброплити та вібраторів 5, що встановлені всередині шнеків і мають зовнішній привід 6, суміш ущільнюється. При цьому екструдер рухається у бік протилежний руху бетонної суміші, залишаючи за собою відформовану смугу. Відформовані поверхні виробу заглажуються стабілізуючою плитою 7 та стабілізуючими наконечниками 8. Після формування плита покривається плівкою, під які подають пару. По закінченні термовологісної обробки плита розрізається на вироби потрібної довжини спеціальною різальною машиною.

Розглянувши основні технології можна зробити висновок, що незалежно від способу формування якість продукції залежить від формувальної установки. Тому зупинимося більш докладно на аналізі формувальних установок. За критерії оцінки їх ефективності приймемо такі показники як енергомісткість, ремонтпридатність, безвідмовність та довговічність.

З енергетичної точки зору найбільш вигідним є метод формування багатопустотних панелей з застосуванням вібровкладишів. Це досягається завдяки безпосередній передачі вібровпливу бетонній суміші від занурених до неї вібровкладишів та відсутності коливань форми, маса якої перевищує масу багатопустотного виробу що формується. Ця ідея реалізована у серійних формувальних машинах 5467А, СМ-563М, СМЖ-227, розроблених інститутом «Дніпробудмаш». Але у силу низької надійності вібровкладишів майже повсюди від цього методу відмовились.

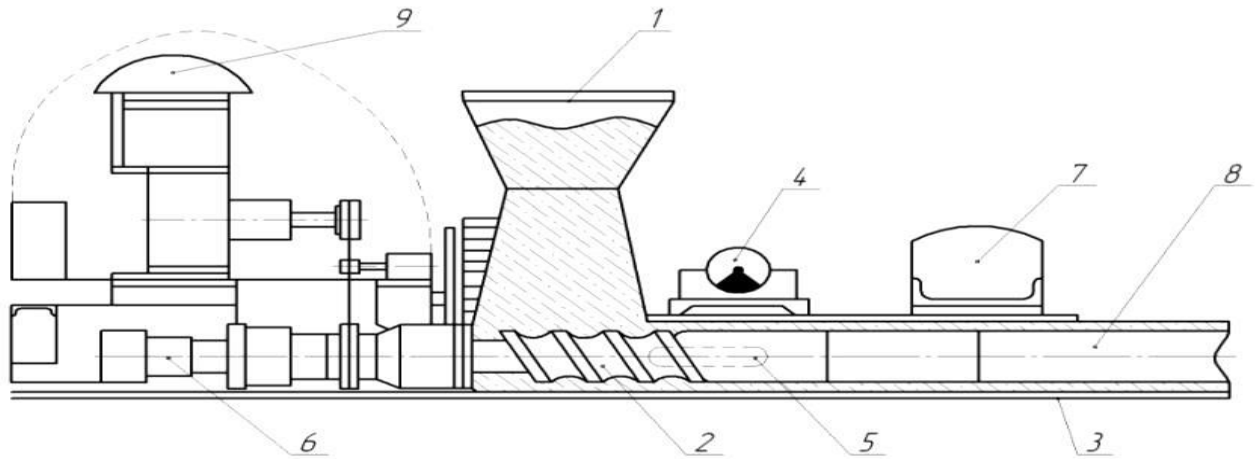


Рисунок 3. Формувальна машина фірми Spiroll.

Низька надійність перед усім пов'язана з складністю конструкції вібровкладишу та великою кількістю збірних одиниць. Технічні характеристики установок для виробництва пустотних плит наведені в Таблиці 1.

Таблиця 1.

Індекс установки	5748	10-02	5467A	CM-563M	CMЖ-227	CMЖ-227 с ВТ	CMЖ-227Б
Метод формування	ВПЛ, ВПР	ВВК, ВПЛ, ВПР	ВВК	ВВК, ВПР	ВВК, ВПР	ВВК, ВПЛ, ВПР	ВПЛ, ВПР
Цикл формування, хв	15	15	15	12	9	8	12
Потужність вібраторів, кВт:							
сумарна	38,6	21,6	15	13,92	15,4	70,9	64,4
відровкладишів	9	-	15	13,6	11	11	-
відроплощадки	28	20	-	-	-	55,5	60
Амплітуда коливань, мм:							
відровкладишів	0,2	-	0,2	0,5-0,8	0,5-0,8	0,5-0,8	-
відроплощадки	0,3-0,6	0,4	-	-	-	-	0,2-5
Частота коливань, с ⁻¹ :							
відровкладишів	600	-	600	300	300	300	-
відроплощадки	314	300	-	-	-	300	300
Маса, т	1,63	21,2	42,5	11	9,45	16	13,3
Енергоємність Вт/кг	13,3	9,9	3,75	4,85	5,378	24,7	22,4
Інтенсивність відривання, $\times 10^6, \text{ м}^2 \times \text{с}^{-3}$:							
відровкладишів	8,64	-	8,64	17,28	17,28	17,28	-
відроплощадки	13,1	4,32	-	-	-	6,75	6,75

Примітка:
ВВК - відровкладиш;
ВПЛ - відроплощадка;
ВПР - відропривантаження;
ВТ - відроплощадка що складається з трьох вібротумб

Установка побудована на авторських свідоцтвах отриманих на кафедрі МОТП має багато переваг поряд з нижчеописаними конструкціями. В цьому рішенні пасивні пустотоутворювачі стають динамічно активними завдяки спеціально розробленого механізму, який затискає пустотоутворювачі таким чином, що енергія від робочого органа вібромайданчика передається безпосередньо на пустотоутворювачі, що дає можливість контролювати ці коливання в наперед заданому режимі. (Рисунок 4.). Установка складається з механізму переміщення каретки 1 до якого кріпляться пустотоутворювачі 2 які уводяться у виріб 4 та в свою чергу затискаються бортоснащенням 6 за допомогою спеціально розроблених пневмоциліндрів 3, отже пустотоутворювачі отримують енергію безпосередньо від робочого органа вібромайданчика. До піддона 5, на якому розташоване обладнання, знизу кріпиться 4 віброблоки, рамної конструкції, знизу до кожного з яких закріплено по 2 вібробудника коливань. За необхідністю змінювати режим коливань установлюються гумові пружні елементи.

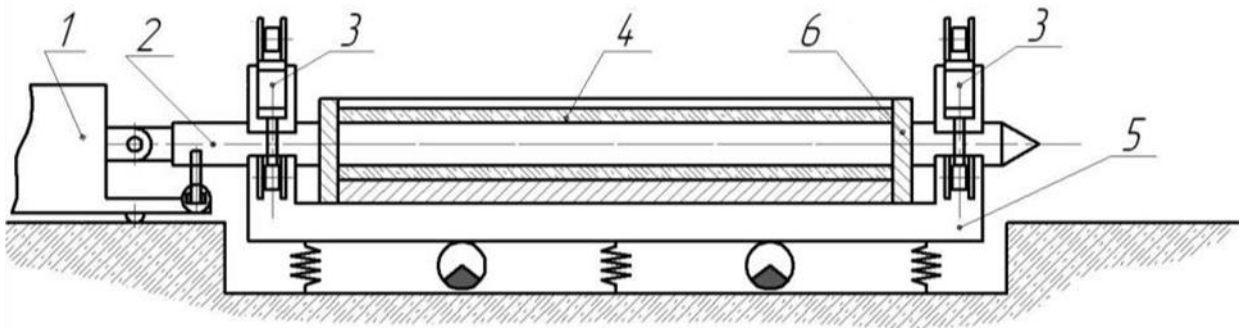


Рисунок 4. Схема формотворчої установки з віброплощадкою та динамічно активними пустотоутворювачами.

Для розрахунку машин для формування багатопустотних панелей присвячено декілька робіт, у яких розглядалися розрахунки машин, що містять вібровкладиші без віброплощадки та розрахунки формувальних машин з віброплощадкою та пустотоутворювачами.

При цьому розв'язуються такі задачі:

- складання математичної моделі;
- знаходження, або прийняття відповідних коефіцієнтів та сталих величин обраних моделей;
- знаходження розрахункових параметрів моделі.

Існують дві моделі формувальних машин для виробництва багатопустотних панелей, які відповідають двом напрямкам розрахунків. Вибір видів коефіцієнтів та сталих величин залежить від обраної розрахункової моделі та прийнятих допущень. Як правило вони обираються виходячи з результатів експериментальних досліджень. При цьому у різних роботах відповідні коефіцієнти часто набувають відмінних, хоча й близьких значень. [2]

В результаті розрахунків практично в усіх роботах визначаються змушуючи сила, статичний момент маси дебалансів, потужність приводу двигуна.

Розглянемо як розв'язуються ці задачі у різних напрямках розрахунків.

При розрахунках вібровкладиш моделюється зосередженою масою на яку діють сили опору з боку бетонної суміші.

Сили опору руху вібровкладишів враховують виходячи з гіпотези в'язкого опору бетонної суміші:

$$B = b_k \cdot v_k, \quad (1)$$

де v_k - швидкість руху корпусу, направлена по дотичній до траєкторії його руху;

b_k - коефіцієнт в'язкого опору коливанням корпусу при швидкості v_k , значення якого залежить від площі поздовжнього перерізу корпусу та характеристик бетонної суміші.

$$b_k = b'_k \cdot S, \quad (2)$$

де S - площа поздовжнього перерізу корпусу, м²;

b'_k - коефіцієнт в'язкого опору, який віднесено до одиниці площі поздовжнього перерізу корпусу вібровкладишу. За даними для жорстких сумішей: $b'_k = 40 \dots 60 \frac{\dot{I} \cdot \tilde{n}}{i^3}$.

При цьому, щоб врахувати інерційний опір середовища, користуються додатково приєднаною до корпусу масою $\dot{I}_{iD.A}$, дія якої аналогічна дії бетонної суміші.

Величина цієї маси визначається за допомогою коефіцієнту приєднання k_{iD} :

$$\dot{I}_{iD.A} = \dot{I}_A \cdot k_{iD}, \quad (3)$$

де \dot{I}_A - маса бетонної суміші що ущільнюється, кг

Рекомендують приймати коефіцієнт приєднання $k_{iD} = 0,2 \dots 0,35$, а користуючись даними ВНДІбудшляхмашу, за якими: $k_{iD} = 0,15 \dots 0,2$.

Для врахування в'язкого опору середовища також застосовують кут зсуву фаз:

$$\varphi = \arctg(b_k / (M' \cdot \omega)), \quad (4)$$

де $M' = M + \dot{I}_{iD.A}$,

M - загальна маса вібровкладиша, кг.

Рекомендовано приймати $\varphi = 20^\circ$ відповідно даним ВНДІбудшляхмашу.

Поряд з силами в'язкого опору у бетонній суміші виникають сили пружного опору. Але при формуванні багатопустотних панелей, ці сили значно менші за сили в'язкого опору і їх вплив для спрощення не враховується.

Задача розгляду руху корпусу вібровкладишу зводиться до розгляду його у площині перерізу, проведеного перпендикулярно вісі корпусу через центр маси механізму.

Виходячи з вище наведеного, диференційні рівняння руху корпусу в проєкціях на горизонтальну (x) і вертикальну (y) вісі, мають вигляд:

$$\begin{aligned} M' \cdot \ddot{x}_k + b_k \cdot \dot{x}_k &= F_0 \cos \omega t; \\ M' \cdot \ddot{y}_k + b_k \cdot \dot{y}_k &= F_0 \sin \omega t; \end{aligned} \quad (5)$$

де F_0 - змушуючи сила вібраторів;

x_k, y_k - координати центра ваги корпусу.

Прийнявши значення амплітуди (x_0) і частоти (ω) коливань у відповідності з технологічними вимогами, знаходять величину змушуючої сили вібраторів:

$$F_0 = M' \cdot x_0 \cdot \omega^2, \quad (6)$$

Виходячи з неї розраховують сумарний статичний момент вібратору й конструюють дебаланси та визначають діаметри бігової доріжки й обойми підшипникової опори для дебалансно-планетарних вібраторів.

Після розрахунку корпусу на згин визначається власна частота коливань корпусу. При цьому його розглядають як вільно сперту балку з опорами на бортах форми. В разі



коли власна частота наближається до частоти змушуючої сили, рекомендується змінити останню, або поміняти товщину стінки корпусу аби уникнути резонансу.

Розподіл амплітуд коливань по довжині вібровкладишу не враховується, хоча, навіть за умов розташування у ньому декількох вібраторів на невеликій відстані один від одного, відхилення амплітуд від середньої величини складає 10...15 %. А при наближенні власних частот до вимушених, ця різниця стає ще вагомішою.

Втрати енергії при роботі вібровкладишів складаються з втрат на здолаття в'язкого опору бетонної суміші й втрат на тертя в вібраторі.

Потужність на здолаття сил в'язкого опору бетонної суміші розраховується за формулами:

$$P_A = b_k \cdot x_0^2 \cdot \omega^2 / 2; \quad (7)$$

або

$$P_A = m_0 \cdot r_0 \cdot x'_0 \cdot \omega^3 \cdot \sin \varphi, \quad (8)$$

де $m_0 \cdot r_0$ - статичний момент змушуючи мас, кг·м;

$$x'_0 = x_0 \cos \varphi.$$

Втрати потужності на здолаття сил тертя в вібраторах ($P_{\text{од}}$) залежать від типу вібраторів й визначаються за загально відомими залежностями.

Потужність двигуна дорівнює:

$$P = \frac{P_A + P_{\text{од}}}{\eta}, \quad (9)$$

де η - коефіцієнт корисної дії.

Розрахунок машин для формування багатопустотних панелей, що включають віброплощадку та пустотоутворювачі зводиться до розрахунку віброплощадок. При цьому рекомендується користуватися існуючими методиками розрахунку відповідних типів віброплощадок.

Установка моделюється одно масовою системою з врахуванням сил пружного та в'язкого опору. Диференційне рівняння руху такої системи має вигляд:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = F_0 \cos \omega t; \quad (10)$$

де m - загальна маса, що коливається;

b - коефіцієнт в'язкого опору коливанням;

c - коефіцієнт жорсткості пружних опор.

Загальна маса складається з мас вібруючих частин віброплощадки, форми, пустотоутворювачів і приєднаної маси бетонної суміші. При цьому маса пустотоутворювачів повністю додається до загальної маси, хоча, як показують вимірювання амплітуди коливань пустотоутворювачів менше за амплітуди віброплощадки.

Коефіцієнти приєднання бетонної суміші до форми приймаються $k_{iD} = 0,2...0,35$.

Урахування якогось додаткового впливу бетонної суміші на рух віброплощадки за рахунок наявності пустотоутворювачів не здійснюється.

Для врахування в'язкого опору середовища найчастіше застосовують кут зсуву фаз, значення якого дорівнює: $\varphi = 30^\circ...40^\circ$.

При моделюванні руху формувальної установки рух пустотоутворювачів, як окремої маси і його вплив на ущільнення бетонної суміші не розглядається. Також не враховуються коливання пустотоутворювача як стержня, хоча є значна різниця між амплітудами коливань по його довжині.

Величини амплітуди і частоти коливань віброплощадки приймаються виходячи з характеристик бетонної суміші згідно з рекомендаціями. Тоді, виходячи з рішень попереднього рівняння, відшукується величина змушуючої сили:

$$F_0 = x_0 \cdot \sqrt{(c - m \cdot \omega^2)^2 + (b \cdot \omega)^2}. \quad (11)$$

Для визначення потужності необхідної для ущільнення бетонної суміші рекомендується користуватись формулою:

$$P_A = \frac{F_0 \cdot \omega \cdot x_0 \cdot \sin \varphi}{1000}, \text{ кВт} \quad (12)$$

Потужність, що йде на здоляння сил тертя знаходять за формулою:

$$P_{\text{от}} = 0,5 \cdot F_0 \cdot \mu \cdot d \cdot \omega, \quad (13)$$

де $\mu = 0,005$ - коефіцієнт тертя у підшипниках,

d - діаметр цапф підшипників.

Загальна потужність двигуна визначається за тією ж залежністю що й у вібровкладишів, або за формулою:

$$P = k_f \cdot Q_A, \quad (14)$$

де $k_f = 1,8 \dots 2,0$ кВт/т – питома потужність,

Q_A - вантажопідйомність віброплощадки.

Той випадок, коли формувальна машина має у своєму складі віброплощадку і вібровкладиші досі ще детально не розглядався. У цьому разі розрахунок, який би врахував сумісну дію на бетонну суміш як віброплощадки так і вібровкладишів, не здійснюється. Параметри віброплощадки й вібровкладишів розраховуються так ніби вони діють окремо [3].

Висновки.

1. Оглянуті основні технології виготовлення багатопустотних плит, та їхні конструкції.
2. Виявлені основні параметри та встановлені критерії оцінки надійності застосування установок для виробництва багатопустотних плит, а також описана методика оцінки та визначення сил опору.

Література

1. Назаренко І. І. Машина для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: КНУБА, 1999. – 488 с.
2. Горбовец. М. Н. Горбовец. М. Н. Пустотообразователи формовочных машин для производства сборных железобетонных конструкций: Обзорная информация. – М.: Стройиздат, 1960. – 31 с.
3. Макаров П. А. Цейтлин Е. С. Формовочные установки для производства многопустотных железобетонных изделий. – М.: Машгиз, - 1961. – 172 с.



УДК.624.138.22

А.Т. Свідерський, к.т.н., доцент КНУБА
О.П. Дедов, асистент (КНУБА)

ОЦІНКА ВПЛИВУ МАС НА ПАРАМЕТРИ ТРИМАСНОЇ ТРАМБІВКИ

Актуальність проблеми. В будівництві широко використовуються трамбівки для ущільнення сумішей. За конструктивною ознакою здебільшого застосовують одномасні та двомасні трамбівки, які використовуються як самохідні машини так і в якості навісного обладнання. Підвищення ефективності робочих процесів цього класу машин може бути досягнуто шляхом точності розрахунку на заданий режим та пошук більш раціональних конструкцій. Одним із шляхів є застосування три масних машин [], які дають можливість зменшити енергоємність процесу, відкривають нові можливості для реалізації спектру раціональних режимів роботи.

Методика та результати досліджень. Оцінка впливу мас таких трамбівок на амплітуду коливань. Система, що розглядається, складається з трьох мас, в якій одним з головних параметрів є вибір та обґрунтування співвідношення цих мас. Аналіз показує, що найбільш важливим ж співвідношення верхньої маси до маси ударника та маси ущільнюючої плити. Для визначення співвідношення верхньої маси до маси ударника, розглянемо систему (рис 1) із наступними допущеннями та передумовами: розглядається вібраційний безвідривний режим роботи трамбівки, сили опору в системі не враховуються, оскільки їх вплив є незначним, елементи жорсткості c_1 , c_2 розраховуються з умови віброізоляції, а жорсткість c_2 - з умови резонансу приведеної маси $M_{23}M = \frac{m_2 \cdot m_3}{m_2 + m_3}$. В

такому випадку ми отримаємо систему, яка фактично буде еквівалентна двомасній системі, тому для її дослідження можна використати загальновідомі закономірності.

Для аналізу співвідношення мас приймається умова, що маса трамбівки, маса ущільнюючої плити, потужність приводу залишаються сталими.

Маса m_2 та m_3 змінюються за лінійним законом: при зростанні маси m_2 маса m_3 зменшується.

Характер зміни маси ударника, верхньої маси та відповідно приведеної маси наведено на рис. 2.

Оцінку впливу співвідношення маси ударника та верхньої маси проведемо на основі порівняння амплітуди маси ударника при різному співвідношенні мас та різних частотах, так як при вібраційному режимі максимальне значення амплітуди буде відповідати максимальному значенню прискорення даної маси. Оскільки маса ударника при віброударному режимі буде здійснювати удари по ущільнюючій плиті то критерій максимального прискорення (амплітуди) є цілком обґрунтований.

Таким чином було проведено ряд теоретичних дослідів з використанням вище наведених умов. На рис 3, 4 наведено залежність амплітуди маси m_2 від співвідношення m_3/m_2 при частотах 5-100Гц. При цьому розглядалась система загальною масою 150кг з масою ущільнюючої плити m_2 10кг.

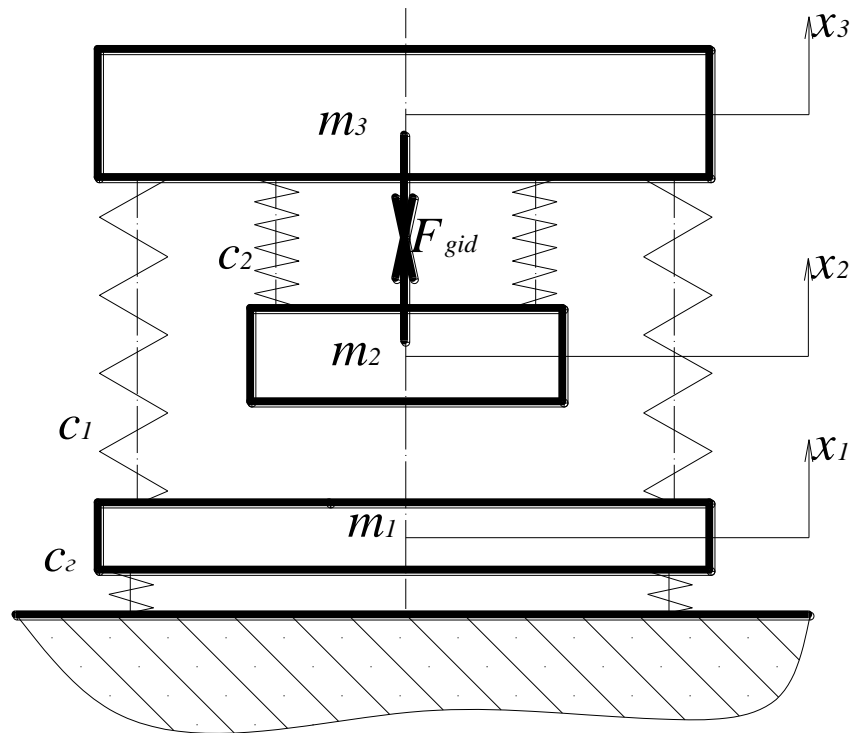


Рисунок 1. Схема для дослідження.

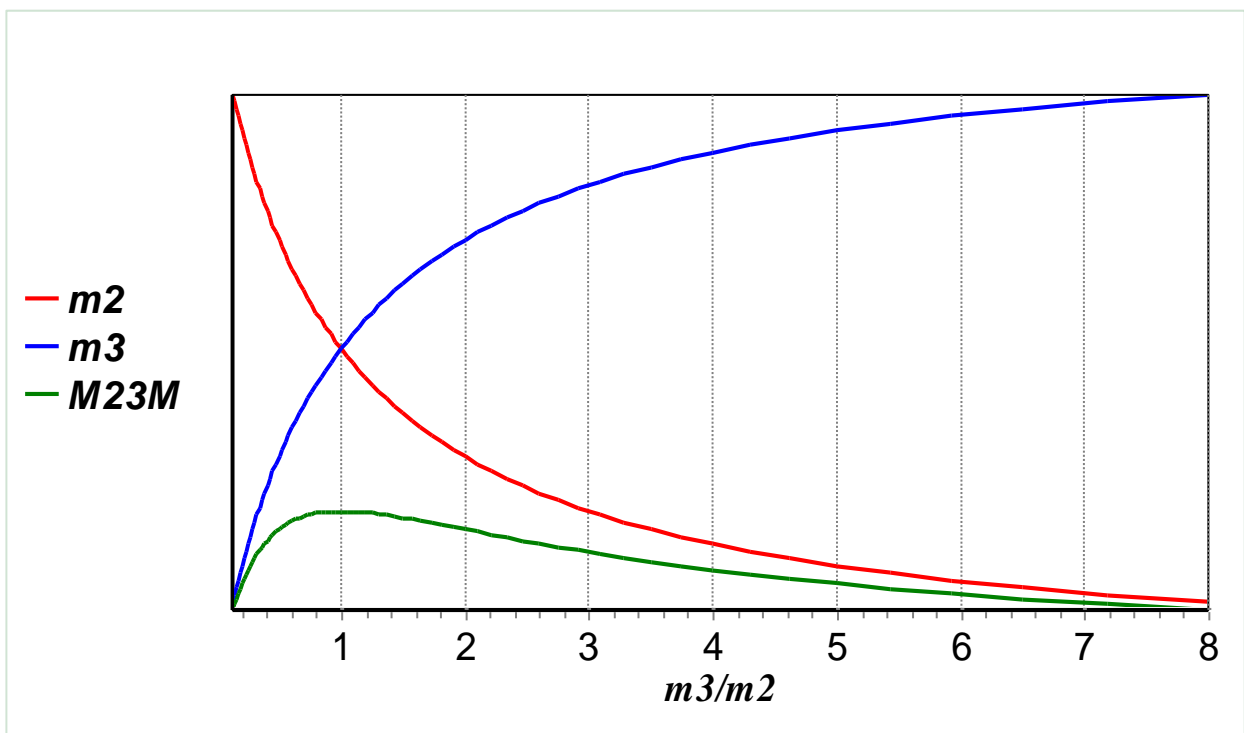


Рисунок 2. Характер зміни приведеної маси.

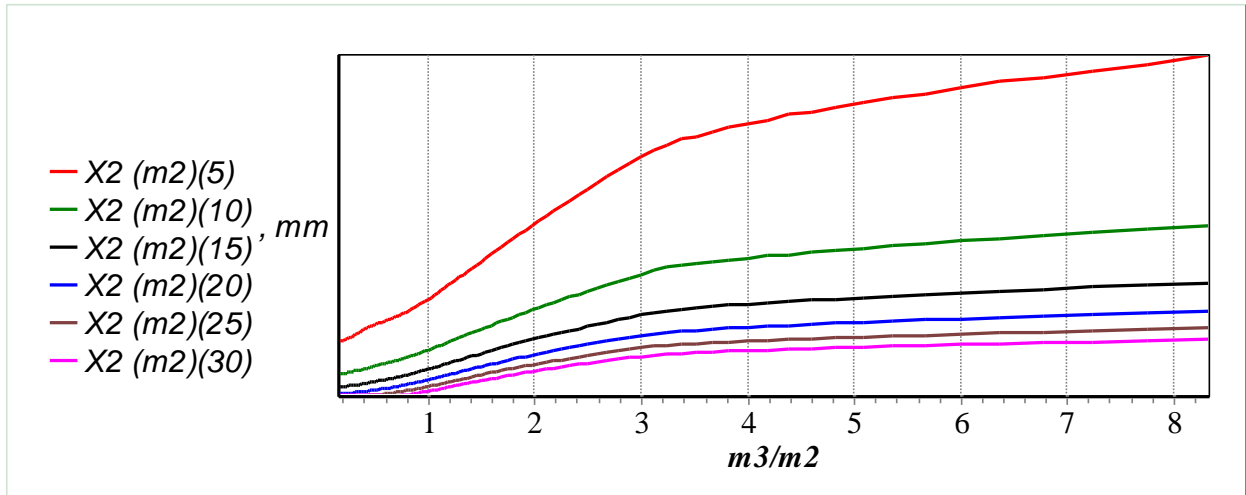


Рисунок 3. Залежність амплітуди коливань маси m_2 від співвідношення m_3/m_2 .

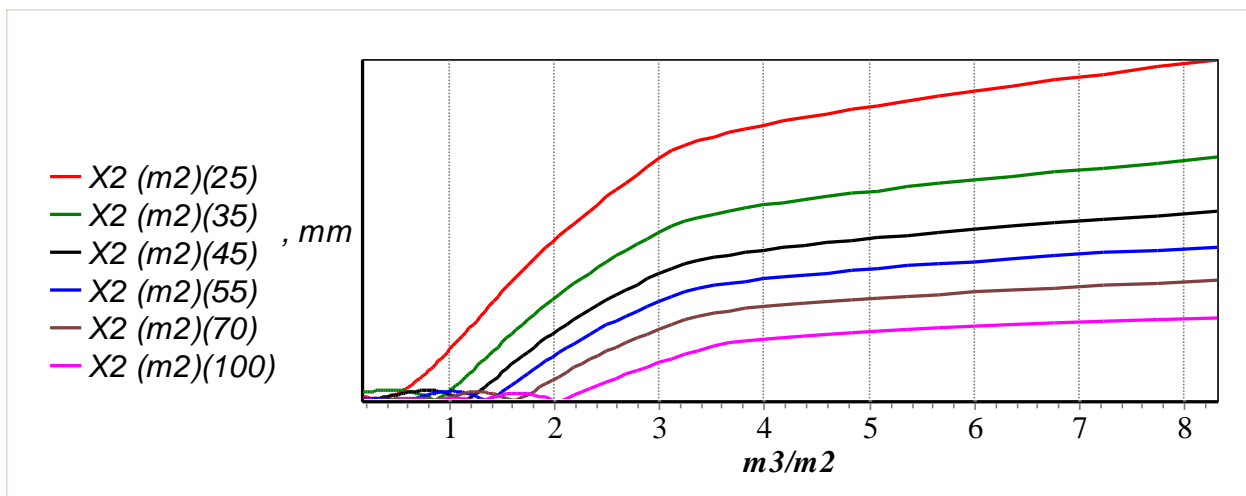


Рисунок 4. Залежність амплітуди коливань маси m_2 від співвідношення m_3/m_2 .

На рис 5, 6 наведено залежність амплітуди маси m_2 від співвідношення m_3/m_2 при частотах 10-70Гц. При цьому розглядалась система загальною масою 250кг з масою ущільнюючої плити m_2 50кг.

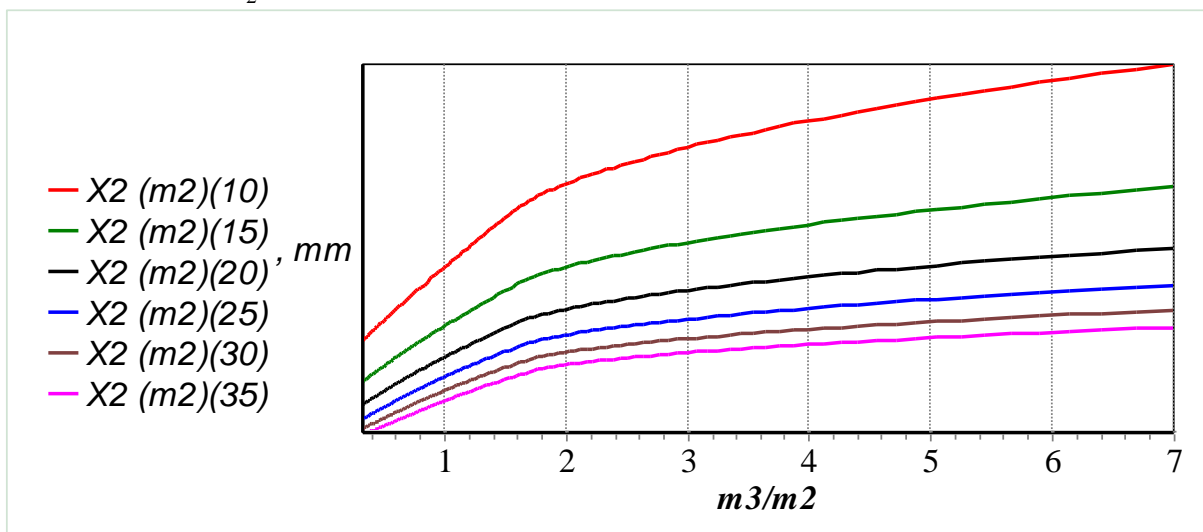


Рисунок 5. Залежність амплітуди коливань маси m_2 від співвідношення m_3/m_2 .

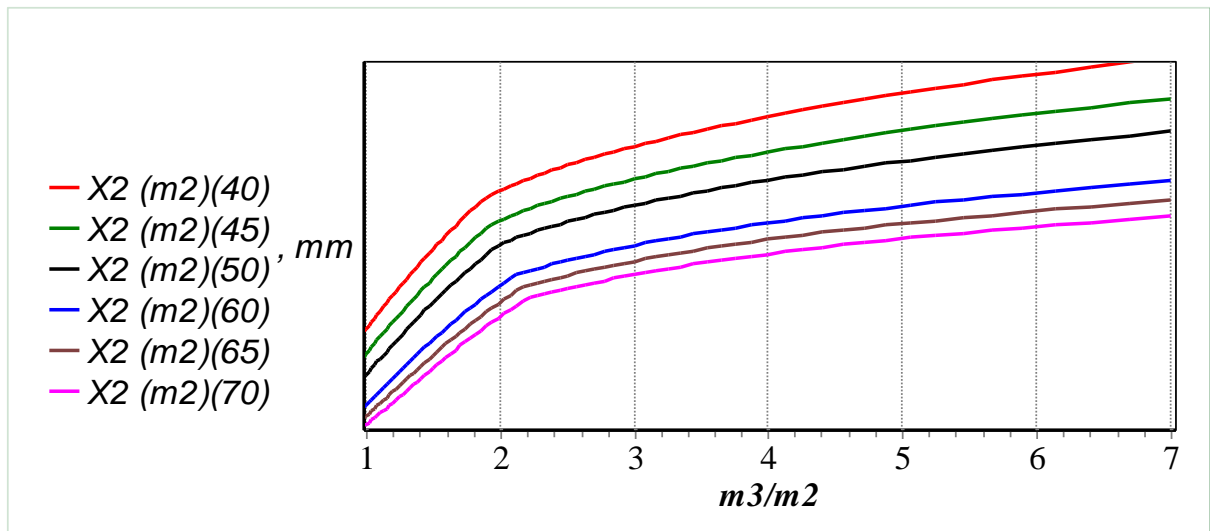


Рисунок 6. Залежність амплітуди коливань маси m_2 від співвідношення m_3/m_2 .

Отримані графіки залежності амплітуди маси m_2 від співвідношення m_3/m_2 мають дві чіткі зони:

- перша, що характерна стрімким зростанням амплітуди;
- друга з більш пологим зростанням амплітуди.

Зростання амплітуди x_2 в першій зоні пояснюється зростанням амплітуди верхньої маси x_3 (рис 7), із зростанням співвідношення m_3/m_2 амплітуд x_3 зменшується при цьому зростання амплітуди маси ударника набуває монотонного характеру.

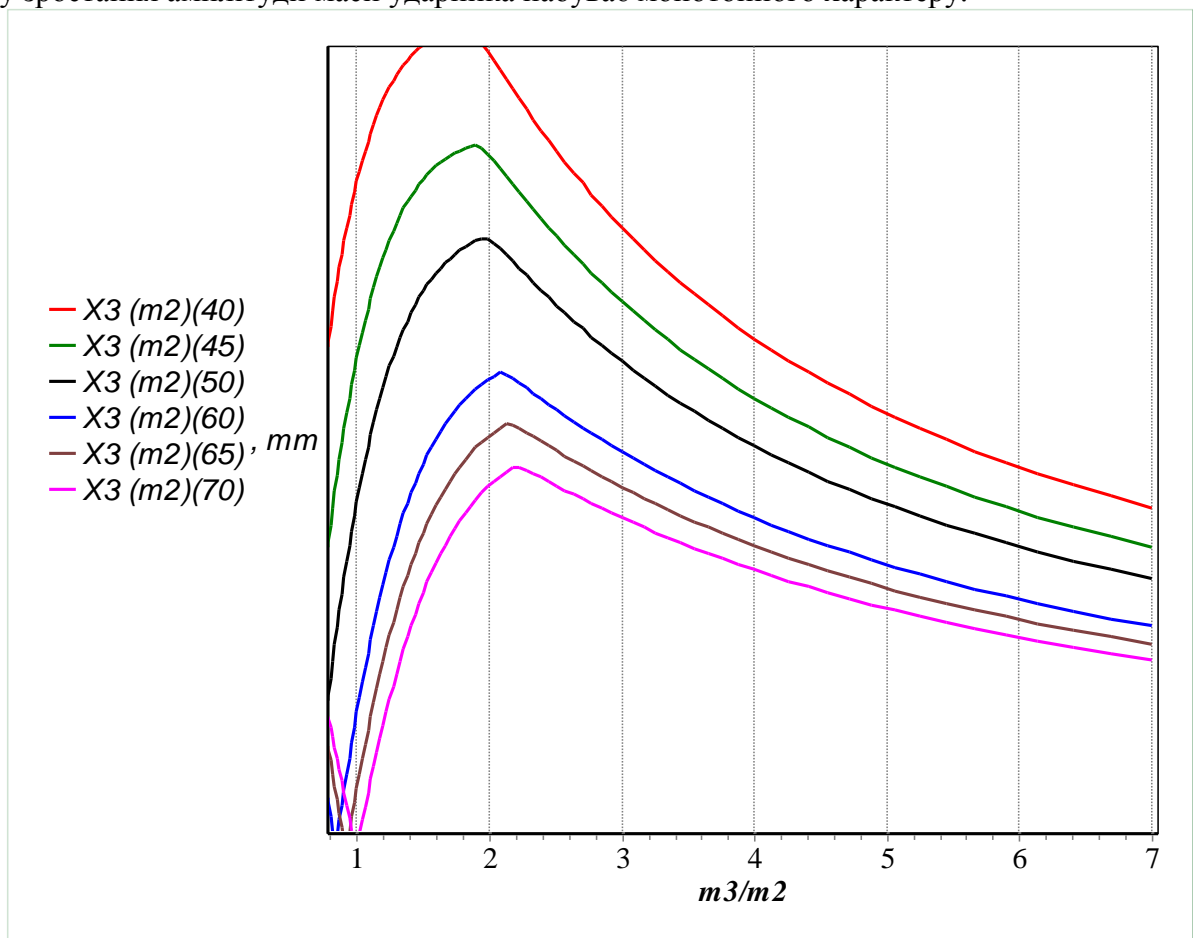


Рисунок 7. Залежність амплітуди маси m_3 (частота коливань 40-70Гц).

**Висновки.**

1. Для отримання максимального значення амплітуди коливань маси ударника необхідно використати якомога більше значення співвідношення m_3/m_2 , при цьому амплітуда маси m_3 матиме мінімальне значення.
2. Використання багатомасних систем передбачає максимальне використання потенційних можливостей конструкцій. З точки зору можливості передачі енергії верхньою масою m_3 до маси ущільнюючої плити m_1 через жорсткість c_1 , амплітуда маси m_3 є не менш важливим фактором.
3. Керуючись умовою максимальної передачі енергії до ущільнюючої плити на першому етапі теоретичних досліджень співвідношення m_3/m_2 варто прийняти в межах 3-4.

Література

1. О.П. Дєдов. Оцінка та аналіз конструктивних і технологічних параметрів вібротрамбовок. "Гірничі,будівельні, дорожні та меліоративні машини". Вип.66, Київ, 2005, с.46-49.
2. О.П. Дєдов. Математична модель та визначення параметрів руху вібротрамбовки для ущільнення ґрунтів. "Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини". Вип.66, Київ, 2006, с.41-46.
3. І.І. Назаренко, Ю.О. Баранов, М.О Клименко. А.Т. Свідерський, І.В. Космінський, О.П. Дєдов, В.А. Басараб. Дослідження робочих процесів вібротрамбовки із змінним режимом руху. "Техніка будівництва". Вип.15, Київ, 2004, с.22-30.

УДК 534

Б.В.Корнійчук, асистент КНУБА

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОУСТАНОВКИ З ВЕРТИКАЛЬНИМ РОЗТАШУВАННЯМ ЗБУДНИКІВ КОЛИВАНЬ

Постановка задач досліджень. Проведені аналітичні дослідження [1] виявили суттєву відмінність руху часточок бетонної суміші в формі бетонного кільця у порівнянні із традиційним ущільненням, як при вертикальній вібрації [2,3,4] так і при реалізації горизонтальних [5] або просторових коливань [6]. Важливими параметрами у випадку даного дослідження є поряд із визначеннями амплітуд, тиску, потужності, знаходження таких параметрів, як кут між положеннями дебалансів та оцінка сил тертя суміші об форму. Виходячи із результатів досліджень [1] задачами експериментів досліджень являються:

- виявлення характеру зміни амплітуд коливань по висоті форми та встановлення їх числових значень;
- визначення тиску бетонної форми на борта форми;
- оцінка впливу кута зсуву фаз між положеннями дебалансів вібраторів на робочий рух установки та фіксація часу ущільнення бетонної суміші при різних силових навантаженнях.

Методика досліджень. Визначення більшості параметрів робочого процесу: амплітуди коливань, часу ущільнення, потужності можливо безпосередньо існуючими методами та вибраними датчиками і реєструючою апаратурою.

Основним є дві моделі – дискретна [3] та континуальна [7, 8, 9]. За дискретною моделлю тиск p_d визначається за формулою [3]:

$$p_d = \frac{m_0 \cdot \omega^2 \cdot X_{p.o.}}{S} \cdot \sqrt{1 + (2 \cdot \xi \cdot r)^2} \cdot \aleph, \quad (1)$$

де m_0 – 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 амплітуд коливань суміші (X_c) до амплітуди робочого органу ($X_{p.o.}$).

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 [10] 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;

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

$$\eta = 2 \cdot E \cdot \frac{\alpha}{c \cdot (K^2 - \alpha^2)};$$

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 [10]

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

При частотонезалежному опорі [7] 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 виду [7]:

$$\sigma = \frac{m_c \cdot X_c \cdot \omega^2}{S} \cdot \sqrt{a^2 + d^2},$$

де a , d – хвильові коефіцієнти:

$$a = \frac{\alpha \cdot \text{Sh}2\alpha \cdot h + \beta \cdot \sin 2\beta \cdot h}{h \cdot (\alpha^2 + \beta^2) \cdot [\text{ch}2\alpha \cdot h + \cos 2\beta \cdot h]};$$

$$d = \frac{\alpha \cdot \sin 2\beta \cdot h - \beta \cdot \text{Sh}2\alpha \cdot h}{h \cdot (\alpha^2 + \beta^2) \cdot [\text{ch}2\alpha \cdot h + \cos 2\beta \cdot h]};$$

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

$$\beta = \frac{\omega}{c} \cdot \sqrt{\frac{\sqrt{1 + \gamma^2} + 1}{2 \cdot (1 + \gamma^2)}};$$

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

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 [7] 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 [11,10], що мають експериментальне підтвердження.

При визначенні амплітуди коливань форми застосовуються індукційні датчики в комплекті із реєструючою апаратурою та вібрографом. Записи проводили як для сталого

режиму вібрації, так і в режимі згасаючих коливань. Для отримання вільних згасаючих коливань форми електродвигун різко зупинили шляхом включення проти струмам за методикою, що приведена в роботі [12], в результаті чого вплив зовнішньої енергії на згасаючий рух практично був відсутнім.

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.

Опис експериментальної установки. Для проведення експериментальних досліджень була запропонована та виготовлена установка за схемою (рис.1).

Загальний вигляд експериментальної установки приведено на рис.1,а. Установка представляє собою зварну конструкцію із зовнішньої та внутрішньої обичайок, що з'єднані між собою спеціальним затискачем, який показаний на рис.1,б. На рис.1,в приведені місця кріплення збудників коливань.

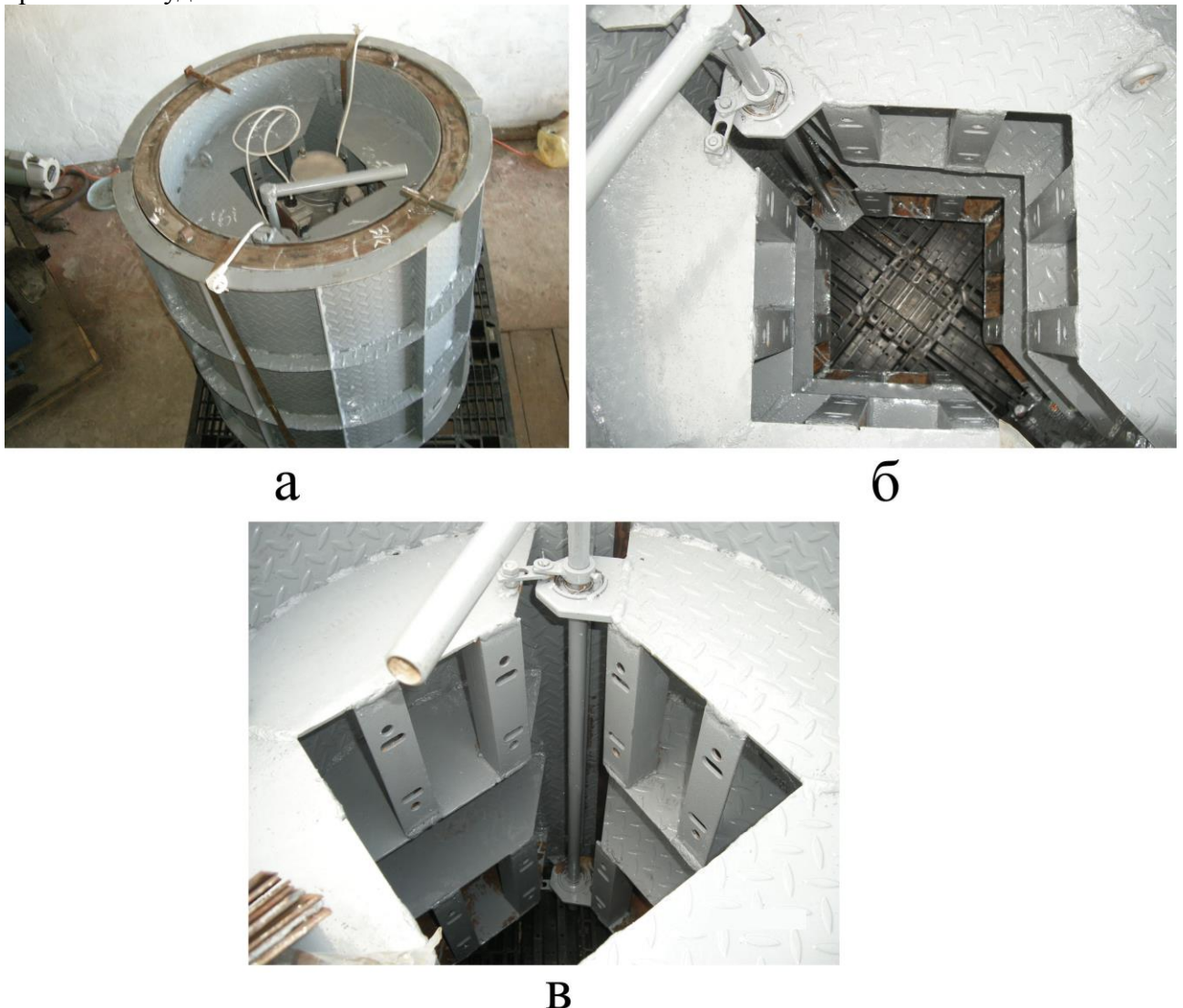


Рисунок 1. Експериментальна установка:

а - загальний вид; б – вид зверху; в – місце кріплення вібраторів.

Основна ідея при визначенні конструкції установки полягала в намаганні наблизити її до можливої реалізації, заявленої в патенті [13] 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.

Результати досліджень та їх аналіз. В результаті обробки експериментальних віброграм було встановлено характер руху установки та числові значення амплітуд горизонтальних і вертикальних коливань (табл.1 і табл.2).

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

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

Друга серія дослідів ставила за мету оцінити характер і величину зміни амплітуди коливань в залежності від змушуючих сил F_D^H і F_D^B . Перші два дослідів виконувалися для значень F_D^H і F_D^B рівними $3,2 \cdot 10^4$ Н кожна, а третя і четверта серія дослідів для сил $3,4 \cdot 10^4$ Н. За характером і величиною картина розподілу горизонтальних амплітуд коливань практично не змінилася, за винятком точки A_4 в третьому досліді, де заміряна амплітуда коливань (0,50 мм) дещо менша, ніж в точці A_3 (0,51 мм), що пояснюється неточністю вимірювання.

Третя серія дослідів відрізнялася складом бетонної суміші із водоцементним відношенням $\frac{B}{C} = 0,45$, а для першої серії дослідів це відношення складало величину

$$\frac{B}{C} = 0,37.$$

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 вібробудника (X_2) немає чіткого характеру зміни амплітуди коливань: для першого дослідів $X_2 = 0,18$ мм, а для другого дослідів 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 вібробудників коливань. Щодо числових значень амплітуд вертикальних коливань, то варто відмітити, що їхнє значення має бути в межах $X_e = 0,18 \dots 0,22$ мм, що для просторових коливань така величина є достатньою для задовільного ущільнення бетонної суміші при наявності горизонтальних коливань в межах $X_2 = 0,4 \dots 0,55$ мм [5].

За результатами цих дослідів і подібних були побудовані графіки зміни параметрів, що замірялися безпосередньо в досліді (амплітуди коливань, час ущільнення, потужність) із фіксацією складу суміші та визначення зміни щільності від початкового до кінцевого. Ці графіки приведені на рис.2 – рис.7.

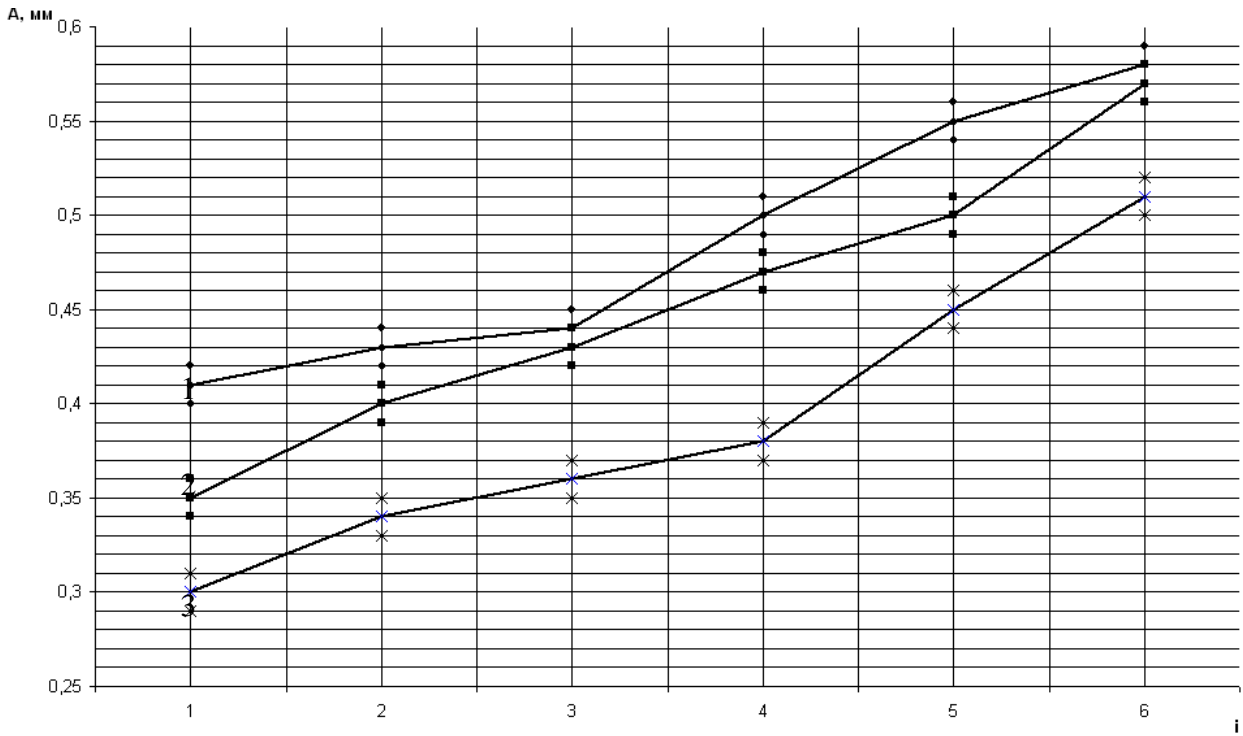


Рисунок 2. Зміна амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми в залежності від часу ущільнення для першого (1) другого (2) і третього (3) дослідів першої серії.

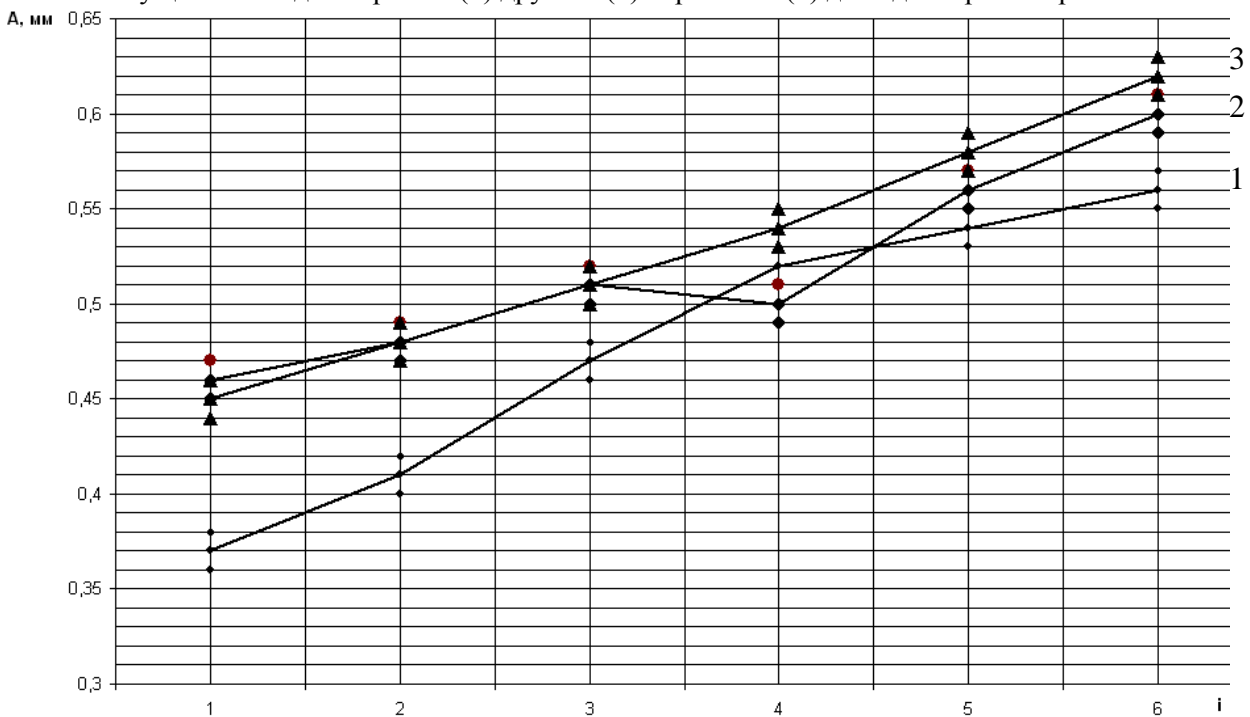


Рисунок 3. Зміна амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми в залежності від величини змушуючої сили вібраторів: 1 – перший дослід; 2 – третій дослід; 3 – п'ятий дослід.

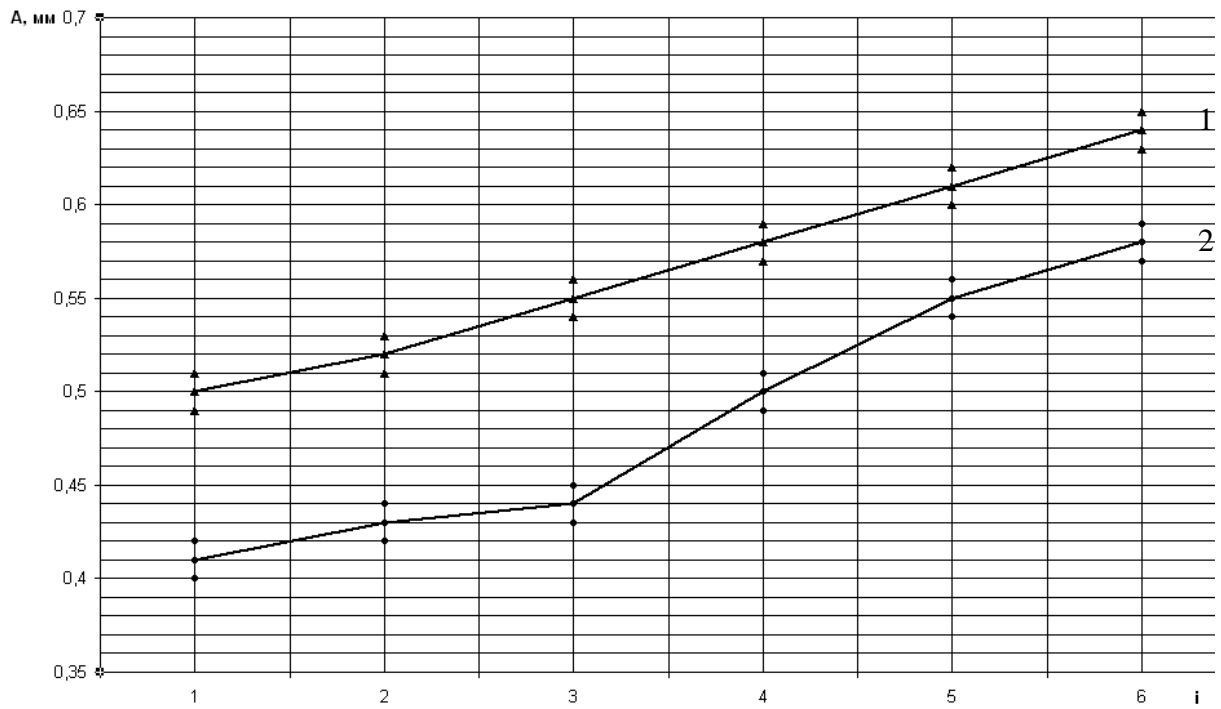


Рисунок 4. Зміна амплітуди горизонтальних коливань по висоті форми в залежності від водоцементного відношення: 1 - $\frac{B}{Ц} = 0,45$; 2 - $\frac{B}{Ц} = 0,37$.

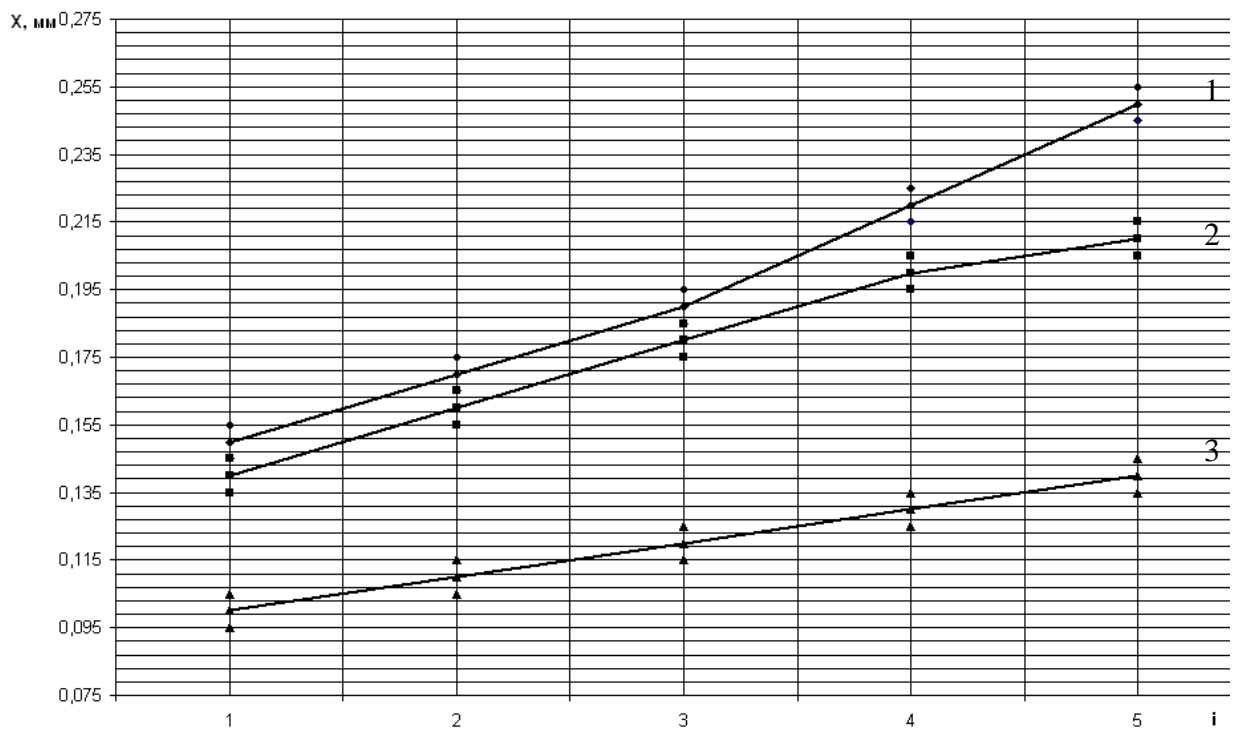


Рисунок 5. Зміна амплітуди вертикальних коливань по висоті форми в залежності від часу ущільнення:
1 – перший дослід, 2 – другий дослід, 3 – четвертий дослід.

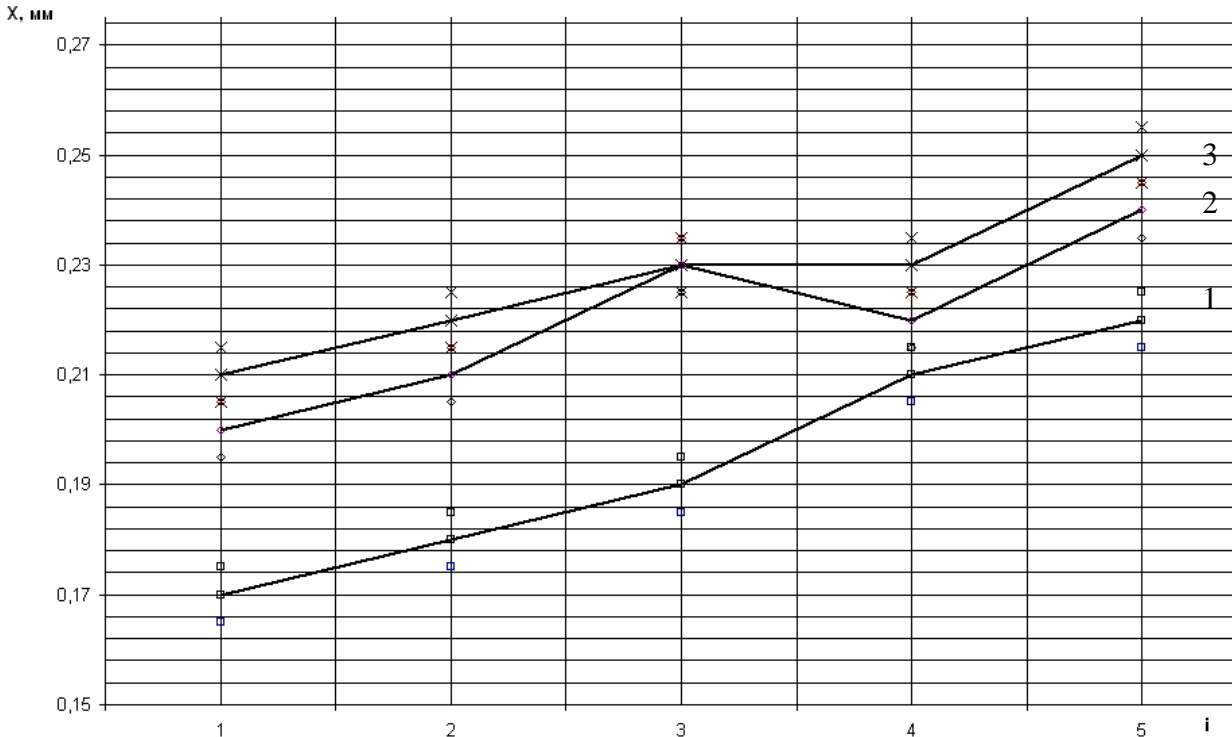


Рисунок 6. Зміна амплітуди вертикальних коливань по висоті форми в залежності від величини змушуючої сили вібраторів: 1 – перший дослід; 2 – четвертий дослід; 3 – п’ятий дослід.

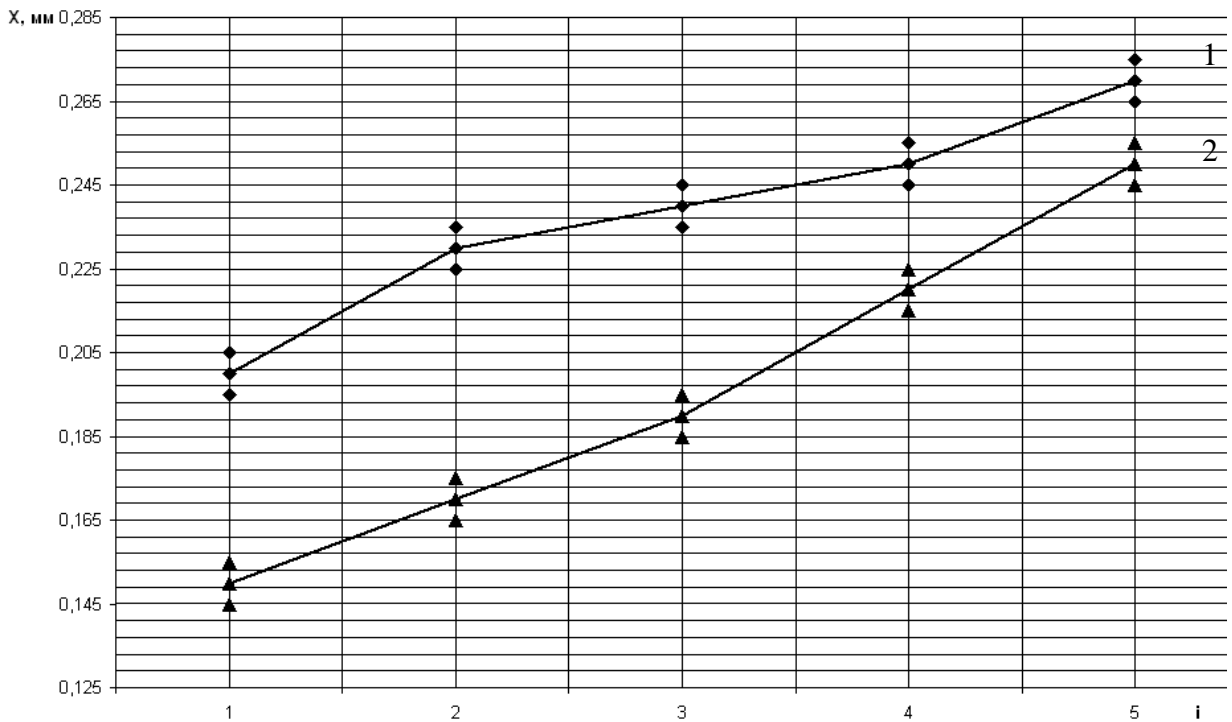


Рисунок 7. Зміна амплітуди вертикальних коливань по висоті форми в залежності від водоцементного відношення: 1 - $\frac{B}{Ц} = 0,45$; 2 - $\frac{B}{Ц} = 0,37$.

Для порівняння результатів теоретичних і експериментальних досліджень вибрано амплітуду коливань в горизонтальній і вертикальній площинах та потужність приводу установки. На рис. 3.16 приведені графіки зміни амплітуд горизонтальних коливань.

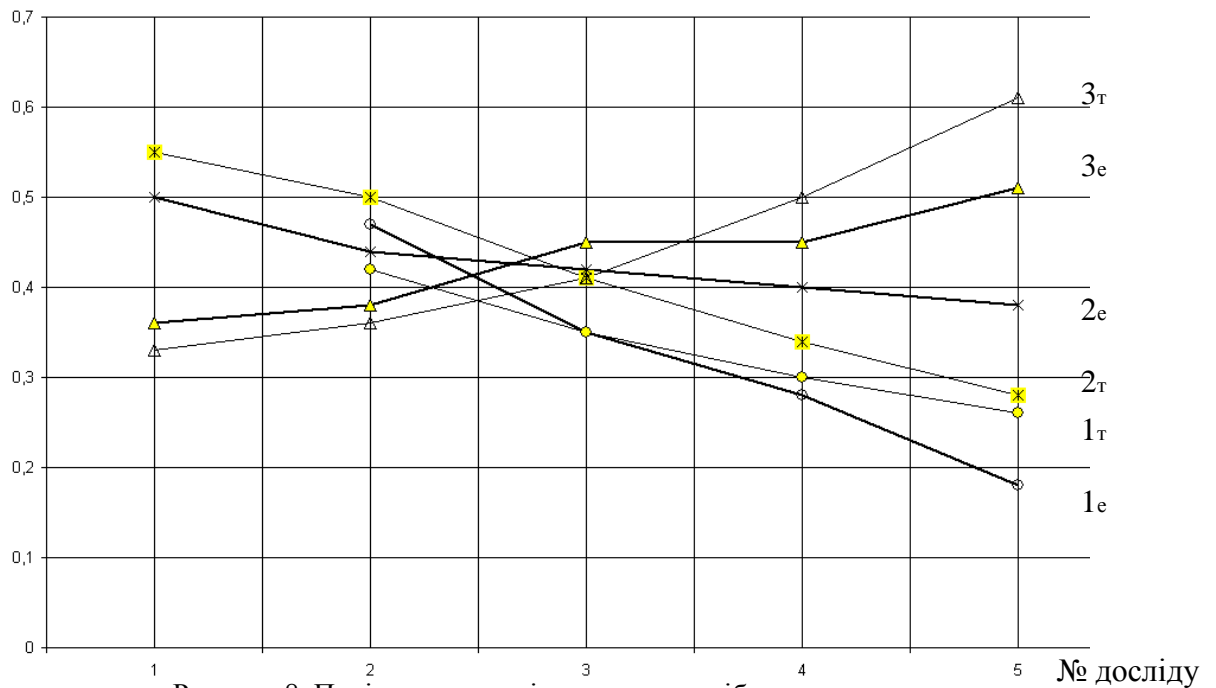


Рисунок 8. Порівняння амплітуд коливань віброустановки:

1_т, 2_т, 3_т – теоретичні криві;

1_е, 2_е, 3_е – експериментальні криві.

Для порівняння результатів експерименту і теоретичних досліджень були вибрані амплітуди горизонтальних коливань на завершальній стадії ущільнення для виконаних трьох серій досліджень. Як слідує із графіків, розбіжність в середньому складає 7...11 %, причому на початковій стадії (дослід 1, 2) ця розбіжність в результатах виміру і розрахунку є найменшою (7...8 %), а на завершальній стадії дещо збільшується до 14...17 %. Очевидно, похибка в розрахунках криється у точності врахування впливу пружно-інерційних властивостей бетонної суміші, тому в інженерній методиці визначення основних параметрів ця обставина враховується де пропонується уточнена формула для визначення масових характеристик.

Висновки.

1. Вибрано і обґрунтовано методики визначення параметрів в експериментальних дослідженнях, які ґрунтуються на сучасних уявленнях щодо фізичної моделі бетонної суміші та існуючих рекомендацій щодо базових характеристик – амплітуди коливань (0,35...0,70 мм) в горизонтальній площині і (0,15...0,20 мм) у вертикальній площині при реалізації частоти коливань $314 \frac{рад}{с}$.

2. Розроблена і створена віброустановка із двома віброзбудниками коливань, вісь дії яких співпадає із віссю форми, яка складається із двох напівформ, що з'єднуються в єдину систему на час формування кільця, а віброзбудники забезпечують необхідний за технологією рух робочого органу.

3. Виявлено, що віброустановка здійснює складний рух у двох площинах, який дає можливість зменшити тиск в контакті суміші із бортами установки на 40...50 % у порівнянні із суворо горизонтальними коливаннями і на 150...250 % у порівнянні із вертикально-направленими коливаннями. Встановлені закономірності зміни амплітуд горизонтальних коливань в залежності від часу ущільнення, змушуючої сили та кута зсуву фаз між положеннями дебалансів. Так, за час ущільнення (60 с) амплітуда коливань на піддоні форми зменшилася від значення 0,41 мм до 0,25 мм, що обумовлено збільшенням інерційних властивостей маси бетонної суміші. По висоті форми, що здійснює коливання із явним ефектом прецесії, амплітуда коливань по висоті форми збільшується. Наприклад, на



піддоні амплітуди коливань 0,41 мм, а на верхній частині форми амплітуда сягає величини 0,58 мм.

4. 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.

5. Порівняння результатів експерименту і теорії показали задовільну збіжність амплітуд коливань (розбіжність 8...14 %), а розбіжність за потужністю складає величину 11...20 %, що дає можливість вважати, що передумови та вибрана фізична та математична моделі реально відображають дійсну картину руху віброустановки.

Література

1. Назаренко І.І., Корнійчук Б.В. «Теоретичні дослідження руху віброустановки з вертикальним розташуванням збудників коливань» - «Техніка Будівництва», Київ, КНУБА, №22.
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. Олехнович К.А. Рациональное техническое переоснащение формовочных постов предприятий сборного железобетона. // Строительные материалы и конструкции. 1990, №4. с. 12-13.
6. Орисенко О.В., Нестеренко М.П. Розроблення установки для формування залізобетонних кілець із просторовим коливанням робочого органа. // Галузеве машинобудування, будівництво. Зб. пр. –Полтава: ПДТУ ім. Юрія Кондратюка, 2000, с. 38-46.
7. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем. –К.: ИСИО, 1993, -216 с.
8. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. –Л.: Стройиздат, 1976, -128 с.
9. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. К.: Высш. шк., 1987, -168 с.
10. Файтельсон Л.А., Бриедис И.П. Определение коэффициента затухания в бетонной смеси. // Исследование по бетону и железобетону. –Рига, вып. 8.
11. Десов А.Е. О рациональных режимах вибрирования бетонных смесей // Труды НИИЖБ. –М.: Стройиздат, 1959, вып. 11. с. 9-17.
12. Назаренко І.І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем (2-ге видання). –К.: Видавничий дім «Слово», 2010, -440 с.
13. 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 69.57.002.2

Р. С. Пиляєв, пошукувач КНУБА

ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ БАШТОВИХ КРАНІВ В БУДІВНИЦТВІ

Актуальність роботи. Сучасний стан виготовлення та експлуатації баштових кранів базується на зменшенні вартості виготовлення модулів шляхом збільшення об'єму випуску виробів одного типорозміру, зменшення потреби в площах і вживаному устаткуванні, а також збільшення в 5-10 разів числа виконань, що випускаються. Щодо експлуатації висуваються задачі будівництва об'єктів різної поверховості і складності, зниження вартості технічного обслуговування і ремонту за рахунок зменшення числа типорозмірів кранів і ширшого використання агрегатного ремонту, скорочення зайвих запасів невживаних секцій башт і стріл, а в результаті отримання високопродуктивних кранів.

У нових сучасних кранів закладені наступні прогресивні рішення [1]:

– мобільне виконання кранів з нижнім і верхнім поворотом (при транспортуванні не потрібний демонтаж електроустаткування і канатів), що за наявності пристроїв для гідромонтажу і швидкороз'ємних стиків дозволяє скоротити в 2-3 рази час на перебазування кранів;

- можливість поєднання не двох, а трьох рухів;
- розширений діапазон регулювання швидкостей робочих рухів;
- підвищена надійність кранів;
- збільшені швидкості робочих рухів (підйому, повороту пересування вантажного візка), а також діапазон регулювання швидкостей робочих рухів;
- нові ходові візки з підвищеною на 20% несучою здатністю;
- підйомник машиніста для кранів з вантажним моментом 200, 250, 400 тм.

Методика та результати досліджень. Існують оптимальні умови вибору рівня надійності, тобто фактичній довговічності деталей і вузлів баштового крана, при яких витрати від простоїв і експлуатаційні витрати на усунення відмов будуть мінімальними. Оптимальний рівень надійності задовольняє умові:

$$dR/dT_{cp} = 0$$

де R – є сумарні витрати від простоїв баштових кранів і витрати на усунення відмов;
 T_{cp} – середній ресурс деталей, вузлів або всього крана в цілому.

Для забезпечення оптимального рівня надійності баштових кранів створена замкнута система забезпечення надійності баштових кранів, що є сукупністю дослідницьких, конструкторських, організаційно-технічних, економічних і соціальних завдань, зв'язаних стійкими прямими і зворотними зв'язками [1]. При цьому порушення будь-якого із зв'язків веде до істотних порушень усередині всієї сукупності, що знижує надійність. Враховуючи, що баштовий кран є машиною підвищеної небезпеки, вказані порушення призводять до зниження безпеки [1].

Вказана система є циклічною, такою, що повторюється для кожної моделі баштового крана з початку серійного виробництва до закінчення випуску його і всіх модифікацій.

Одному з найважливіших завдань, що вирішується в системі забезпечення надійності, є організація збору і аналіз статистичної інформації про відмови баштових кранів в умовах експлуатації.

Аналіз результатів експлуатаційних досліджень дозволяє виявити причинно-наслідкову сторону виникнення відмов, віднести їх за рахунок недоліків конструкції,



виготовлення або експлуатації (причиною відмов можуть бути два або всі три види недоліків) і розробити заходи щодо усунення конкретних причин виникнення відмов.

Режим роботи баштового крана за ГОСТом 25546–82 характеризується числом циклів роботи крана за термін його служби і коефіцієнтом навантаження. Число циклів визначають за наслідками техніко-економічного аналізу використання кранів в народному господарстві з урахуванням їх терміну служби, який складає 10 років для кранів вантажопідйомністю до 10 т і 16 років для кранів вантажопідйомністю більше 10 т [1].

Коефіцієнт K_p є початковим моментом третього порядку розподілу переміщуваних вантажів і може бути виражений у функції коефіцієнта змінності мас елементів будівель K_c , які побудовані краном за термін його служби. Зокрема, для кранів, використовуваних на найбільш поширеному великопанельному будівництві, може бути застосована залежність:

$$K_p = 0,75 \cdot \sum_i \left(\frac{m_i}{m_{\max}} \right)^3 P_i, \quad (1)$$

де m_i – маса і-го вантажу, переміщуваного краном; m_{\max} – маса вантажу, відповідна номінальній вантажопідйомності крана; P_i – вірогідність наявності елементів будівлі з масою m_i за термін служби крана.

Коефіцієнт K_c зручно визначити за типами будівель з виразу:

$$K_c = \sum_j K_{cj} P_j,$$

$K_{cj} = 3 \sum_i \left(\frac{m_{ji}}{m_{\max}} \right) \frac{n_{ij}}{\sum n_{ij}}$ – коефіцієнт змінності мас елементів для j -ої будівлі (тут m_{ji} – маса вантажу в j -ій будівлі); n_{ij} – число елементів масою m_{ji} в j -ій будівлі); P_j – вірогідність появи j -х будівель в загальному об'ємі будівель, що зводяться краном.

Вірогідність появи кожного типу будівель P_j можна оцінити по питомій вазі в загальному об'ємі будівель, які побудовані краном за термін його служби. При цьому зміна об'єму використання проекту з моменту будівництва перших будівель і до зняття проекту з виробництва описується напівхвилею синусоїди. Коефіцієнт K_{cj} обчислюють за проектними даними будівель і пропонується наступна залежність математичного очікування \bar{K}_{cj} від року розробки проекту t_p для j -ої будівлі з елементів з найбільшою масою до 8 т [1]:

$$\bar{K}_{cj} = \begin{cases} \bar{K}_{c_0} & \text{якщо } \Delta t \leq t_1 \\ 0,27 - 0,415 \exp(-0,058 \Delta t) & \text{якщо } \Delta t > t_1 \end{cases}, \quad (2)$$

де $\bar{K}_{c_0} = 0,037$ – найменше значення коефіцієнта \bar{K}_{cj} ; t_1 – рік впровадження j -х будівель для масової забудови. При цьому середньоквадратичне значення σ_c коефіцієнта визначається у функції математичного очікування \bar{K}_{cj} по залежності:

$$\sigma_c = 0,1\bar{K}_{cj},$$

Криві \bar{K}_{cj} мають межу, рівну 0,27, який, як показує аналіз, приблизно відповідає рівномірному розподілу мас елементів будівель. Ймовірно, при існуючій технології будівництва рівномірний розподіл забезпечує оптимальне поєднання мас елементів для висотних будівель.

Як показали дослідження, залежність (2) може бути використана також і для будівель з елементами масою $m_{\max} > 8$ т. При цьому параметри кривої слід визначити з виразів:

$$K_{C_o} = 1,35K_{cx} \left(\frac{m_i}{m_{\max}} \right)^3, \quad \Delta t = t_p - 2t_1 + \Delta t_x \quad (3)$$

де m_{\max} – маса вантажу, відповідна номінальній вантажопідйомності крана, найближчого у ряді баштових кранів по вантажопідйомності до m_{\max} ; K_{cx} – коефіцієнт змінності мас елементів будівель з масою m_{\max} до моменту розробки перших будівель з елементами масою m_{\max} ; Δt_x – значення Δt , відповідне коефіцієнту K_{cx} з виразу (2) для будівель з елементами масою m_{\max} .

Використовуючи залежності (1) і (2), обчислюється коефіцієнт α , що характеризує вплив мінливості розподілу мас елементів будівель на коефіцієнт K_c :

$$\alpha = K_{ct} / K_{ct}^*,$$

де K_{ct}^* і K_{ct} – коефіцієнти змінності мас елементів будівель для року створення з виразу (2) і для тих, які будуватимуть протягом терміну служби крана, починаючи з t -го року.

При обчисленні коефіцієнта α враховується термін служби крана, тривалість випуску базової моделі крана, тривалість використання в будівництві проектів будівель, інтервал часу з моменту розробки проекту до його впровадження в масове виробництво. По результатах обчислення отримана наступна залежність коефіцієнта від року розробки будівель, відповідна довірчій вірогідності 0,95:

$$\alpha = \begin{cases} 0,1(\alpha_2 - \alpha_1)(t_p - t) + \alpha_1 i \text{ дè } t_p \leq t \leq t_1 \\ 1 + 7,15 \exp(-0,14\Delta t) i \text{ дè } t > t_1 \end{cases}, \quad (4)$$

$$\text{де } \alpha_1 = 1 + 1,12 \exp(-16,8K_{cx}).$$

Максимум коефіцієнта α ($\alpha = 2,8$) доводиться на 5-10 років після розробки перших проектів будівель і надалі коефіцієнт поступово зменшується. Таким чином, в результаті мінливості розподілу мас елементів будівель коефіцієнт розподілу мас за термін служби крана може істотно перевищувати його поточне значення K_{ct}^* на певний рік створення та застосування крана.

Приведений аналіз та оцінки уточнюють вибір та застосування баштових кранів залежно від їх вантажопідйомності і слугують вихідною інформацією для обґрунтування математичних моделей [2].

**Висновки.**

1. Виявлені основні параметри та встановлені критерії оцінки надійності застосування баштових кранів в будівництві.
2. Отримані аналітичні залежності застосування кранів слугують вихідною інформацією для створення математичної моделі технології і організації ефективного застосування баштових кранів в будівництві.

Література

1. Справочник по кранам: В 2 т. Т.1. Характеристики материалов и нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций / В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.; Под общей ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 536 с.
2. Міхельс В.О., Шилюк П.С., Гойко А.Ф., Бондар В.П. Економіко-математичні методи та моделі в будівництві. – К.: Міленіум, 2006. – 380 с.

УДК 666.97.033.16

*А.Ф. Иткин, канд.техн.наук, доцент**кременчугский государственный университет имени Михаила Остроградского*

РАЗРАБОТКА ВИБРАЦИОННОЙ ПЛОЩАДКИ С ЖЕСТКО-УПРУГИМИ ОГРАНИЧИТЕЛЯМИ

Введение. Виброплощадки с вертикально направленными колебаниями [1] обеспечивает эффективное формование изделий из цементобетонных смесей. Однако она имеет достаточно сложную конструкцию, повышенную металлоемкость и низкую надежность из-за использования цилиндрического зубчатого синхронизатора, который обычно быстро выходит из строя при высокочастотных колебаниях, характерных для вибрационных площадок с вертикально направленными колебаниями. Кроме того, использование симметричных гармонических колебаний в вертикальной плоскости не способствует снижению продолжительности формования изделий из жестких бетонных смесей.

Поэтому создание вибрационных площадок, обеспечивающих эффективное уплотнение жестких цементобетонных смесей и сочетающих высокие показатели производительности и качества формируемых изделий с простотой конструкции и сравнительно малыми значениями энергоемкости является важной народнохозяйственной задачей.

Анализ предшествующих исследований. В настоящее время отсутствуют научно обоснованные методы расчета вибрационных площадок с жестко-упругими ограничителями.

Цель работы. Основной целью настоящих исследований является создание достаточно простой и надежной конструкции вибрационной площадки с вертикально направленными колебаниями, обеспечивающей эффективное уплотнение жестких цементобетонных смесей.

Материал и результаты исследований. Предлагаемая вибрационная площадка (рис.1) состоит из подвижной рамы 1 коробчатого сечения, которая при помощи упругих амортизаторов 2 установлена на фундаментной плите 3. В центральной части подвижной рамы 1 закреплены два одинаковых вибровозбудителя круговых колебаний 4 и 5, имеющих противоположное направление вращения. Вибрационная площадка дополнительно снабжена жестко-упругими ограничителями, каждый из которых состоит из закрепленного на подвижной раме жесткого ударного элемента 6, контактирующего с закрепленной на нижней раме упруго-металлической опорой, выполненной в виде жесткого стакана 7, заполненного упруго-пластическим телом 8. В неподвижном состоянии виброплощадки, т.е. в состоянии равновесия, зазор между контактирующими поверхностями ударного элемента 6 и упруго-пластического тела 8 равен $0,1 \dots 0,8$ амплитуды колебаний подвижной рамы или элементы 6 и 8 установлены без зазора (нулевой зазор). Жестко-упругие ограничители расположены симметрично относительно центра подвижной рамы, как в продольном, так и в поперечном направлениях.

Вибрационная площадка работает следующим образом.

На подвижную раму 1 устанавливается форма 9 с формируемым бетонным изделием. После включения вибровозбудителей круговых колебаний 4 и 5, имеющих разное направление вращения, подвижной раме 1 вместе с формой сообщаются вертикально направленные колебания. При этом закрепленные на подвижной раме 1 жесткие ударные элементы 6 периодически ударяются об упругие тела 8 упруго-металлических опор, закрепленных на фундаментной плите 3. В результате этих ударов, во-первых, происходит самосинхронизация вращения вибровозбудителей колебаний, а во-вторых, подвижная рама

осуществляет ассиметричные колебания в вертикальном направлении, что благоприятно сказывается на эффективности уплотнения жестких цементобетонных смесей.

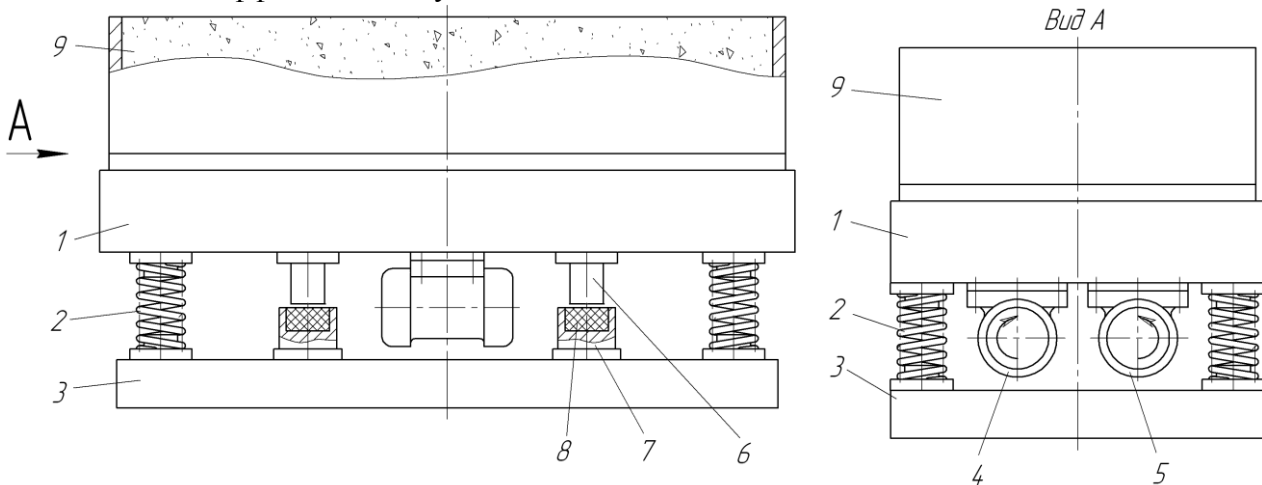


Рисунок 1. Общий вид виброплощадки.

Это объясняется тем, что при ударах создается эффект встряхивания и возрастают инерционные силы, обеспечивающие большую подвижность частиц бетонной смеси с образованием более плотной упаковки жестких цементобетонных смесей.

Предложенное техническое решение позволяет довольно простым способом осуществить синхронизацию вращения вибровозбудителей круговых колебаний, значительно упростить конструкцию вибрационной площадки, уменьшить ее металлоемкость и повысить надежность, а также обеспечить эффективное формование изделий из жестких цементобетонных смесей.

Для определения закона движения и основных параметров виброплощадки исследуем динамическую систему, в которой подвижная рама виброплощадки взаимодействует с жестко-упругими ограничителями. При периодическом воздействии ударных элементов 6 на упругие элементы 8, со стороны последних будет действовать упругий отпор, который можно представить в виде кусочно-монотонной функции, представленной на рис.2 при нулевом зазоре или на рис.3 при зазоре больше нуля. Угол α на рис.3 определяется величиной зазора.

Представленную на рис.2 периодическую с периодом 2π функцию $f(\zeta)$ можно описать следующей системой уравнений:

$$\begin{aligned} f(\zeta) &= A c_2 \zeta \text{ при } 0 < \zeta \leq 0,5\pi; & f(\zeta) &= A c_2 (\pi - \zeta) \text{ при } 0,5\pi < \zeta \leq \pi; \\ f(\zeta) &= 0 \text{ при } \pi < \zeta \leq 2\pi, \end{aligned} \quad (1)$$

где A - амплитуда деформирования упругих элементов; c_2 - жесткость упругих элементов ограничителей.

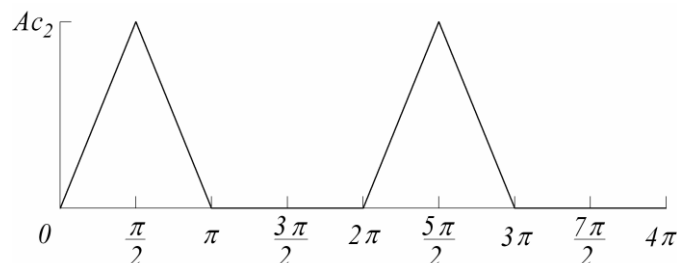


Рисунок 2. Изменение величины упругого отпора при нулевом зазоре между ударными и упругими элементами ограничителей.

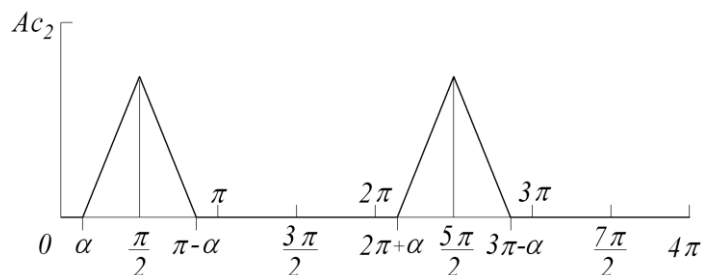


Рисунок 3. Изменение величины упругого отпора при определенном зазоре между ударными и упругими элементами ограничителей.

Разложим функцию $f(\zeta)$ в ряд Фурье [2]. Коэффициенты разложения для функции $f(\zeta)$ будут равны:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cdot d\zeta = \frac{Ac_2}{\pi} \left[\int_0^{0,5\pi} \zeta \cdot d\zeta + \frac{1}{\pi} \int_{0,5\pi}^{\pi} (\pi - \zeta) \cdot d\zeta \right] = \frac{Ac_2\pi}{4}; \quad (2)$$

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cos k\zeta \cdot d\zeta = -\frac{Ac_2}{\pi k^2} (1 + \cos k\pi) = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ нечетном,} \\ -\frac{2Ac_2}{\pi k^2} & \text{при } k \text{ четном;} \end{cases} \quad (3)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \sin k\zeta \cdot d\zeta = \frac{Ac_2}{\pi k^2} \sin k \frac{\pi}{2} = \begin{cases} 0 & \text{їдє } k \div \text{дїї} \text{ ,} \\ 2Ac_2/(\pi k^2) & \text{їдє } k = 1, 5, 9, \dots \\ -2Ac_2/(\pi k^2) & \text{їдє } k = 3, 7, 11, \dots \end{cases} \quad (4)$$

Представленную на рис. 3 периодическую функцию $f(\zeta)$ с периодом 2π можно описать следующим образом:

$$f(\zeta) = 0 \text{ при } 0 < \zeta \leq \alpha; \quad f(\zeta) = Ac_2(\zeta - \alpha) \text{ при } \alpha < \zeta \leq 0,5\pi; \\ f(\zeta) = Ac_2(\pi - \zeta) \text{ при } 0,5\pi < \zeta \leq \pi - \alpha; \quad f(\zeta) = 0 \text{ при } \pi - \alpha < \zeta \leq 2\pi. \quad (5)$$

Коэффициенты разложения для функции $f(\zeta)$ в ряд Фурье будут равны:

$$a_0 = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cdot d\zeta = Ac_2 \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right); \quad (6)$$

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \cos k\zeta \cdot d\zeta = \\ = -\frac{Ac_2 \cos k\alpha}{\pi k^2} (1 + \cos k\pi) = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ нечетном,} \\ -2Ac_2 \cos k\alpha / (\pi k^2) & \text{при } k \text{ четном;} \end{cases} \quad (7)$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(\zeta) \sin k\zeta \cdot d\zeta = \frac{Ac_2}{\pi k^2} [\sin k \frac{\pi}{2} - \sin k\alpha (1 - \cos k\pi)] = \\ = \begin{cases} 0 & \text{при } k \text{ четном,} \\ [2Ac_2/(\pi k^2)](1 - \sin k\alpha) & \text{при } k = 1, 5, 9, \dots \\ -2Ac_2(1 + \sin k\alpha) / (\pi k^2) & \text{при } k = 3, 7, 11, \dots \end{cases} \quad (8)$$



Из анализа полученных выражений (2 – 4) и (6 – 8) видно, что коэффициенты разложения в ряд Фурье (6 – 8) при значении $\alpha = 0$ вырождаются в коэффициенты разложения (2 – 4). Вследствие этого коэффициенты (6 – 8) являются универсальными и их можно использовать, как при определенном зазоре между ударными и упругими элементами, так и при нулевом зазоре. С достаточной для инженерных расчетов степенью точности для описания функций $f(\zeta)$, представленных на рис. 2 и 3, можно ограничиться 4 членами разложения в ряд Фурье. При этом для вынужденных периодических колебаний подвижной рамы виброплощадки силовое взаимодействие ударных элементов с упругими элементами может быть на основании выражений (6 – 8) с достаточной степенью точности представлено следующим разложением в ряд Фурье, т.е.

$$f(t) = \frac{Ac_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) + \frac{2Ac_2}{\pi} \left[\frac{(1 - \sin \alpha) \sin \omega t}{1^2} - \frac{\cos 2\alpha \cos 2\omega t}{2^2} - \frac{(1 + \sin 3\alpha) \sin 3\omega t}{3^2} - \frac{\cos 4\alpha \cos 4\omega t}{4^2} \right]. \quad (9)$$

В случае несимметричной упругой характеристики следует учитывать, что отклонения подвижной рамы в обе стороны от положения равновесия будут различными. Модули указанных отклонений A_{11} и A_{12} (рис. 5) связаны между собой соотношением:

$$\int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(z) dz = 0, \quad (10)$$

из которого можно выразить одно из отклонений через другое.

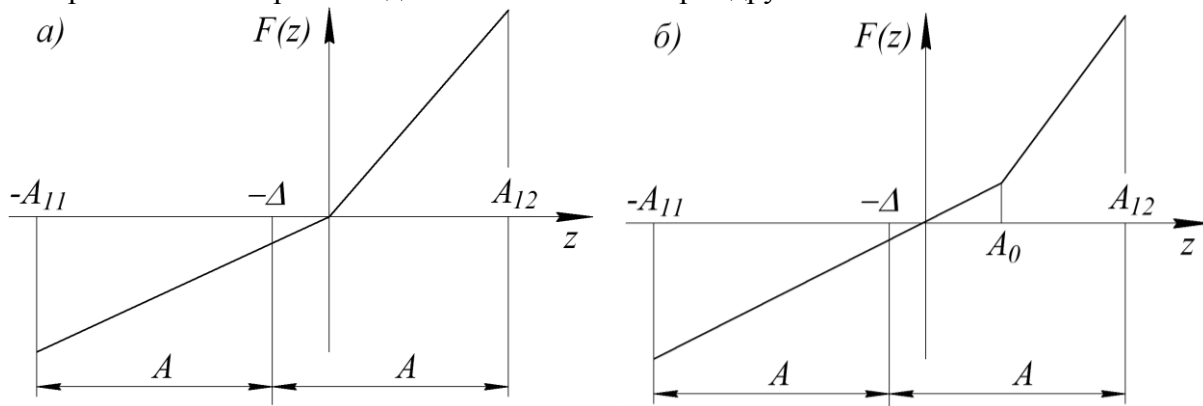


Рисунок 4. Упругая характеристика динамической системы:
а) при нулевом зазоре между ударными и упругими элементами ограничителей; б) при зазоре > 0 .

Для упругой характеристики, представленной на рис.4а, функцию $F(z)$ можно описать следующей системой уравнений:

$$F(z) = c_3 z \quad \text{при} \quad -A_{11} < z \leq 0; \quad F(z) = (c_3 + c_2)z \quad \text{при} \quad 0 < z \leq A_{12}, \quad (11)$$

где c_3 - жесткость упругих опор.

Подставляя значения (11) функции $F(z)$ в выражение (10), найдем

$$\int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(z) dz = \int_{-A_{11}}^0 c_3 z \cdot dz + \int_0^{A_{12}} (c_3 + c_2)z \cdot dz = -c_3 A_{11}^2 + (c_3 + c_2) A_{12}^2 = 0, \quad (12)$$

откуда

$$A_{12} = A_{11} \sqrt{c_3 / (c_2 + c_3)}. \quad (13)$$

Среднее положение системы (центр колебаний) смещено влево от начала координат на величину

$$\Delta = \frac{1}{2}(A_{11} - A_{12}) = \frac{1}{2}A_{11}\left(1 - \sqrt{c_3/(c_2 + c_3)}\right). \quad (14)$$

Для упругой характеристики, представленной на рис.4б, функцию $F(z)$ можно описать следующей системой уравнений:

$$F(z) = c_3 z \text{ при } -A_{11} < z \leq A_0; F(z) = c_3 z + (z - A_0)c_2 \text{ при } A_0 < z \leq A_{12}, \quad (15)$$

где A_0 - величина зазора, $A_0 = \sin \alpha$.

Подставляя значения (15) функции $F(z)$ в выражение (10), найдем

$$\begin{aligned} \int_{-A_{11}}^{A_{12}} F(z) dz &= \int_{-A_{11}}^{A_0} c_3 z \cdot dz + \int_{A_0}^{A_{12}} [c_3 z + (z - A_0)c_2] \cdot dz = \\ &= -c_3 A_{11}^2 + c_3 A_{12}^2 + c_2 (A_{12} - A_0)^2 = 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Введем обозначение $A_0 = k_a A_{12}$ и, подставляя его в выражение (16), найдем

$$A_{12} = A_{11} \sqrt{c_3/[c_2(1 - k_a)]}, \quad (17)$$

где k_a - коэффициент пропорциональности.

При этом определим среднее положение системы (центр колебаний), которое смещено влево от начала координат на величину

$$\Delta = \frac{1}{2}(A_{11} - A_{12}) = \frac{1}{2}A_{11}\left\{1 - \sqrt{c_3/[c_2(1 - k_a) + c_3]}\right\}. \quad (18)$$

Используя выражение (9), полагая $\alpha = 0$, и выражение (14), составим уравнение движения подвижной рамы в вертикальном направлении при нулевом зазоре между ударными и упругими элементами, т.е.

$$\begin{aligned} (m + m_6) \frac{d^2 z}{dt^2} + b_6 \frac{dz}{dt} + (c_3 + \frac{\pi c_2}{8})z &= \\ = -(c_3 + \frac{\pi c_2}{8})\Delta + Q \sin \omega t - \frac{2Ac_2}{\pi} \left[\sin \omega t - \frac{\cos 2\omega t}{4} - \frac{\sin 3\omega t}{9} - \frac{\cos 4\omega t}{16} \right], \end{aligned} \quad (19)$$

где m - масса подвижной рамы вместе с массой формы; m_6 и b_6 - приведенная масса и коэффициент неупругого сопротивления цементобетонной смеси.

Используя выражения (9) и (18), составим уравнение движения подвижной рамы в вертикальном направлении при определенном зазоре между ударными и упругими элементами, т.е.

$$\begin{aligned} (m + m_6) \frac{d^2 z}{dt^2} + b_6 \frac{dz}{dt} + [c_3 + \frac{c_2}{2}(\frac{\pi}{4} - \alpha)]z &= -[c_3 + \frac{c_2}{2}(\frac{\pi}{4} - \alpha)]\Delta + Q \sin \omega t - \\ - \frac{2Ac_2}{\pi} \left[(1 - \sin \alpha) \sin \omega t - \frac{\cos 2\alpha \cos 2\omega t}{4} - \frac{(1 + \sin 3\alpha) \sin 3\omega t}{9} - \frac{\cos 4\alpha \cos 4\omega t}{16} \right] \end{aligned} \quad (20)$$

Поскольку уравнение (20) является общим и при $\alpha = 0$ превращается в уравнение (19), то и решение мы будем отыскивать только для уравнения (20). Это решение будет иметь следующий вид:

$$z = -\Delta + A_1 \sin(\omega t - \varphi_1) + A_2 \cos(2\omega t + \varphi_2) +$$



$$+ A_3 \sin(3\omega t - \varphi_3) + A_4 \cos(4\omega t + \varphi_4), \quad (21)$$

где A_1, A_2, A_3 и A_4 - амплитуды колебаний подвижной рамы соответственно при угловой частоте колебаний $\omega, 2\omega, 3\omega$ и 4ω ; $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ и φ_4 - углы сдвига фаз между амплитудой возмущающих сил и перемещением на соответствующей гармонике;

$$A_1 = \left[Q - \frac{2Ac_2}{\pi} (1 - \sin \alpha) \right] / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - (m + m_0) \omega^2 \right]^2 + b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (22)$$

$$A_2 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cos 2\alpha / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 4(m + m_0) \omega^2 \right]^2 + 4b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (23)$$

$$A_3 = \frac{2Ac_2}{\pi} (1 + \sin 3\alpha) / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 9(m + m_0) \omega^2 \right]^2 + 9b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (24)$$

$$A_4 = \frac{2Ac_2}{\pi} \cos 4\alpha / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 16(m + m_0) \omega^2 \right]^2 + 16b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5}; \quad (25)$$

$$\varphi_1 = \arctg \frac{b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - (m + m_0) \omega^2}; \quad (26)$$

$$\varphi_2 = \arctg \frac{2b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 4(m + m_0) \omega^2}; \quad (27)$$

$$\varphi_3 = \arctg \frac{3b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 9(m + m_0) \omega^2}; \quad (28)$$

$$\varphi_4 = \arctg \frac{4b\omega}{c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - 16(m + m_0) \omega^2}. \quad (29)$$

Принимая в первом приближении $A = A_1$ и подставляя это значение в выражение (22), найдем

$$A_1 = Q / \left\{ \left[c_3 + \frac{c_2}{2} \left(\frac{\pi}{4} - \alpha \right) - (m + m_0) \omega^2 \right]^2 + b_0^2 \omega^2 \right\}^{0,5} + \frac{2c_2}{\pi} (1 - \sin \alpha). \quad (30)$$

Из рис. 4 следует, что

$$A_{11} = A + \Delta \approx A_1 + \Delta. \quad (31)$$

Подставляя выражение (31) в равенство (18), найдем

$$\Delta = \{ A_{11} [1 - \sqrt{c_3 / [c_2(1 - k_a) + c_3]}] / [1 + \sqrt{c_3 / [c_2(1 - k_a) + c_3]}] \}. \quad (32)$$

Остальные элементы разложения в ряд Фурье определяются из выражений (23 – 29).

Как правило, первое приближение дает достаточно точные результаты, приемлемые для инженерных расчетов. Используя метод последовательных приближений, можно уточнить полученные результаты на 1,5 – 2%.

В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований было установлено, что при жесткости упругих ограничителей $c_2 \geq 2c_3$ обеспечивается

устойчивая работа вибровозбудителей колебаний с необходимой синхронизацией их вращения. При этом одновременно повышается эффективность уплотнения цементобетонных смесей.

Теоретические и проведенные экспериментальные исследования показали высокую сходимость результатов, максимальные их расхождения не превышают 5%

На основании проведенных теоретических и экспериментальных исследований были разработаны и внедрены в производство виброплощадки (рис. 5) с жестко-упругими ограничителями грузоподъемностью 0,75, 1,5, 2,5 и 5,0 т с различными рабочими размерами стола. Виброплощадки грузоподъемностью 5,0 т снабжены двумя парами вибровозбудителей круговых колебаний. При этом расстояние между одной и другой парой вибровозбудителей колебаний вдоль продольной оси виброплощадки равно 0,4 – 0,42 общей длины подвижной рамы виброплощадки, а жестко-упругие ограничители равномерно расположены по длине подвижной рамы виброплощадки.

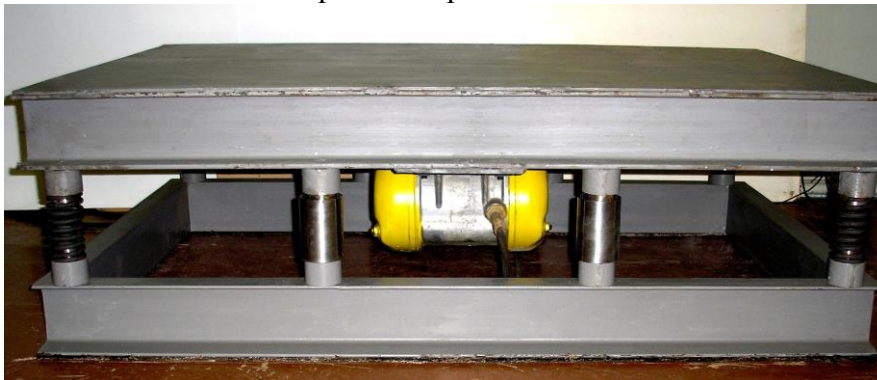


Рисунок 5. Опытно-промышленный образец виброплощадки с жестко-упругими ограничителями грузоподъемностью 1500 кг.

Создание виброплощадок с жестко-упругими ограничителями со сравнительно небольшой грузоподъемностью от 0,75 до 5,0 т позволяет значительно снизить энергоемкость процесса формирования малогабаритных бетонных и железобетонных изделий, используемых в промышленном, гражданском, индивидуальном и дорожном строительстве.

Выводы. На основании проведенных исследований разработаны высокоэффективные и надежные в работе виброплощадки с жестко-упругими ограничителями, предназначенные для формирования изделий из жестких цементобетонных смесей. Они имеют достаточно простую конструкцию, надежны в работе и позволяют существенно снизить энергоемкость процесса уплотнения.

Литература

1. Вибрационные машины в строительстве и производстве строительных материалов. Справочник. Под ред. Баумана В.А. и др. М.: Машиностроение, 1970. – 548 с.
2. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисления. Т.2. М.: Наука, 1970. – 576 с.



УДК 693.542.52-868

*І.І. Назаренко, д.т.н. професор КНУБА,
Ю.О. Баранов, к.т.н. доцент КНУБА,
І.М. Кравченко, асистент КНУБА,
М.О. Клименко, асистент КНУБА,
В.А. Басараб, інженер*

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ НИЗЬКОЧАСТОТНОЇ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ ВІБРОМАШИНИ

Вступ. Постановка задач досліджень. Електромагнітні збудники знайшли значне застосування у вібраційних машинах виробничого призначення. До їх переваг можна віднести: простота конструкції, відсутність пар обертання та тертя, підвищена надійність, відсутність необхідності у періодичному змашуванні, заміні зношених частин, можливість плавного регулювання амплітуди коливань.

Застосування електромагнітного збудника в якості електроприводу ударно-вібраційних машин, що працюють на понижених частотах і реалізують складні режими взаємодії з середовищем (супергармонійний, поліфазний та ін.) підтверджує ефективність їхнього використання. Дослідження динаміки руху цих машин є достатньо ґрунтовними [1,3,6]. Основним критерієм ефективності роботи машини є максимальна передача енергії від робочого органу до середовища за умов мінімальних непродуктивних витрат енергії, мінімально можливої тривалості циклу, отримання виробу високої якості, а також збереження високої надійності машини. В умовах проектування нових конструкцій машин ефективна реалізація даного критерію є неможливою без врахування особливостей поведінки машини в умовах взаємодії з багатокомпонентним середовищем зі змінними в процесі роботи параметрами.

Дослідження ефективності полічастотного впливу робочого органу вібромашини на бетонну суміш присвячено багато праць [2,3,5,7]. Практичне впровадження зазначеного принципу в основному зводиться до створення такої конструкції машини в якій присутні різночастотні генератори коливань. Тоді в бетонній суміші генерується складний спектр коливань, завдяки чому і досягається ефект підвищення якості ущільнення.

Враховуючи вищенаведене, задачею досліджень є розробка системи керування електромагнітним збудником коливань, яка надасть можливість ефективно, за умов мінімальних непродуктивних втрат енергії забезпечувати низькочастотний режим роботи машини, а також можливість програмування керуючих параметрів для реалізації змінних режимів віброущільнення.

Методика та результати досліджень. При розрахунках вібраційних ущільнюючих машин обов'язково виникає необхідність оцінки впливу бетонної суміші на динаміку машини, що потребує розглядати машину та бетонну суміш як єдину динамічну систему. Виходячи із цієї тези в роботах [3,6] рівняння руху вібраційної системи “машина-середовище” склалися відповідним поєднанням реактивного та активного опорів машини і середовища, визначаючи таким чином загальний опір.

Для визначення коефіцієнта реактивного опору в умовах несиметричного ударно-вібраційного навантаження пропонуються залежності [3]:

За умови $0 \leq t \leq \tau_1$

$$m'_c = \frac{2\rho S(\alpha_1 sh 2\alpha_1 h + \beta_1 \sin 2\beta_1 h)\tau_1}{(\alpha_1^2 + \beta_1^2)(ch 2\alpha_1 h + \cos 2\beta_1 h)(\tau_1 + \tau_2)}; \quad (1)$$

За умови $\tau_1 \leq t \leq T$

$$m'_c = \frac{2\rho S(\alpha_1 \operatorname{sh} 2\alpha_1 h + \beta_1 \sin 2\beta_1 h)\tau_2}{(\alpha_1^2 + \beta_1^2)(\operatorname{ch} 2\alpha_1 h + \cos 2\beta_1 h)(\tau_1 + \tau_2)}; \quad (2)$$

Запропонована ідея зведення складних гібридних систем до системи з кінцевим числом ступіней вільності може бути реалізована для будь-яких умов взаємодії вібраційної машини з оброблюваним середовищем, що і враховано в даній роботі.

Використовуючи рівняння (1), (2) та застосовуючи методику [3] були складені рівняння руху, визначені параметри та складені структурна схема блока управління приводом віброзбудника (рисунок 1).

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–6М- 3, або датчик Холла.. Для узгодження датчика положення та схеми управління використовується перетворювач рівня – 4. Пульти 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.

Схема управління, що побудована на базі сучасного контролера PIC 16C47, в якій технічні параметри є наступними.

PIC16CXX - це 8-розрядні мікроконтролери з RISC архітектурою, вироблені фірмою Microchip Technology. Це сімейство мікроконтролерів відрізняється низькою ціною, низьким енергоспоживанням і високою швидкістю. Мікроконтролери мають вбудоване ППЗП програми, ОЗУ даних і випускаються в 18, 28 й 40 вивідних корпусах.

PI OTP - це однократно програмовані користувачем контролери, призначені для повністю тестованих і закінчених виробів, у яких не буде відбуватися подальших змін коду.

Для виробів, програма яких може мінятися, або містить які-небудь змінні частини, таблиці, параметри калібрування, ключі і т.і., випускається контролер що може бути перепрограмований PIC16C84.

Мікроконтролери сімейства PIC мають дуже ефективну систему команд, що складає всього з 35 інструкцій. Всі інструкції виконуються за один цикл, за винятком умовних переходів і команд, що змінюють програмний лічильник, які виконуються за 2 цикли. Один цикл виконання інструкції складається з 4 періодів тактової частоти. Таким чином, при частоті 4 МГц, час виконання інструкції становить 1 мксек. Кожна інструкція складається з 14 біт, що діляться на код операції й операнд (можлива маніпуляція з регістрами, ячейками пам'яті й безпосередніх даних).

Висока швидкість виконання команд в PIC досягається за рахунок використання двухшинної Гарвардської архітектури замість традиційної одношинної Фон-Неймановської. Гарвардська архітектура ґрунтується на наборі регістрів з розділеними шинами й адресним простором для команд і для даних. Набір регістрів означає, що всі програмні об'єкти, такі як порти введення-виведення, ячейки пам'яті й таймер, являють собою фізично реалізовані апаратні регістри.

Пам'ять даних (ОЗУ) для PIC16CXX має розрядність 8 біт, пам'ять програм (ППЗУ) має розрядність 12 біт для PIC16C5X й 14 біт для PIC16CXX. Використання Гарвардської архітектури дозволяє досягти високої швидкості виконання бітових, байтових і реєстрових операцій. Крім того, Гарвардська архітектура допускає конвеєрне виконання інструкцій, коли одночасно виконується поточна інструкція й зчитується наступна. У традиційній же

Фон-Неймановській архітектурі команди й дані передаються через одну поділювану або мультиплексивну шину, тим самим обмежуючи можливості конвеєризації.

Отже, внутрішні фізичні й логічні компоненти, з яких складається PIC16CXX аналогічні будь-якому іншому мікроконтролеру. Тому писати програми для PIC не складніше, ніж для будь-якого іншого процесора.

Звичайно, Гарвардська архітектура й більша розрядність команд дозволяють зробити код для PIC значно більш компактним, чим для інших мікроконтролерів й істотно підвищити швидкість виконання програм.

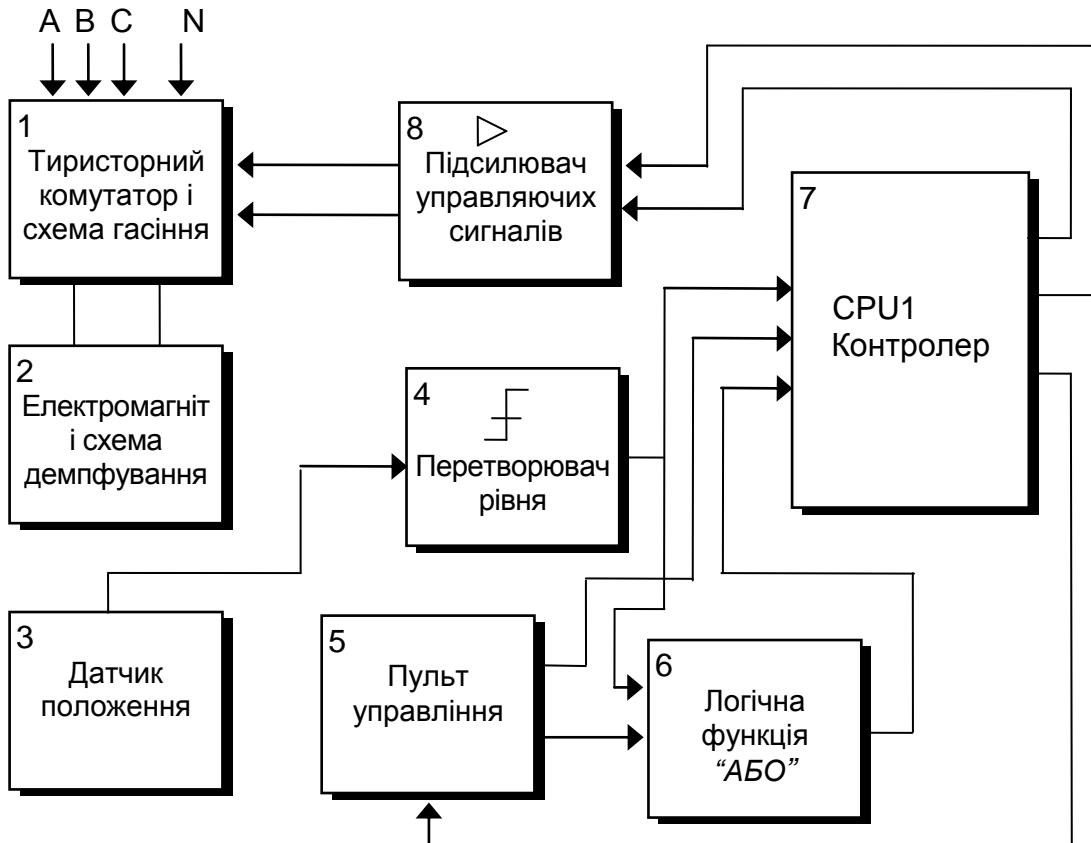


Рисунок 1. Схема структурна системи управління віброзбудником.

В теперішній час у реалізації систем управління намітилося два шляхи: апаратне та програмне. Таким чином можливість реалізації системи керування виробництвом або частиною технологічного процесу на базі ПК – тема, яка найбільше дискутується у теперішній час в світі систем промислової автоматизації. Апаратні чи програмні рішення, гнучко програмовані контролери чи персональні комп'ютери? Однозначної відповіді бути не може, в кожному конкретному випадку необхідно приймати адекватне рішення.

Сьогодні персональні комп'ютери розв'язують не тільки всі задачі керування верхнього рівня ієрархії, але й зайняли значне місце в реалізації деяких підсистем керування виробництвом (візуалізація та обслуговування). В теперішній час ПК стрімко уриваються в сферу управління технологічними процесами. Подібні тенденції пояснюються зростаючою необхідністю зниження витратності виробництва. Реалізація систем автоматизованого управління на базі персональних комп'ютерів дозволяє зекономити немалі кошти.

Вибір між класичним гнучко програмованим контролером та ПК часто залежить не тільки від технічних характеристик обладнання або умов задачі, яка розв'язується. Вирішальну роль тут грають особисті переваги та досвід користувача. Звичайно,

існують такі критерії, як вартість системи, можливість її роботи в реальному режимі часу, надійність, обчислювальна потужність або складність проведення інсталяційних робіт та сервісного обслуговування, однак застосування цих критеріїв також залежить від конкретної постановки задачі та потреб користувача.

Проте, найбільш важливу роль завжди грали працездатність системи в реальному режимі часу та її надійність – якості, яких до сих пір не мали рішення на базі ПК, але без яких система управління технологічним процесом просто неможлива (комп'ютер не розрахований на те, щоб реагувати на будь-які події в керованому процесі протягом певних проміжків часу). При роботі ПК можливо, що операційна система або частина додатків користувачів блокують центральний процесор на достатньо великі проміжки часу (так, наприклад, обробка переривань може виключити на деякий час обробку наступних переривань). Така поведінка системи неприпустима для технологічних процесів, які потребують чітко визначеного часу реакції.

Гнучко програмовані контролери, навпаки, працюють саме таким чином, що наступні один за одним алгоритмічні кроки та процедури виконуються за чітко визначений час. Така концепція дозволяє легко визначити або змінити максимальний час реакції системи управління. Перевищення часу циклу виконання програми управління (максимальний час реакції системи) є одним із самих важливих подій, на які контролер повинен неодмінно реагувати.

В цьому розумінні представляють інтерес інтегровані рішення, наприклад, фірми SIEMENS в рамках сімейства засобів автоматизації SIMATIC Totally Integrated Automation системи WinAC (Automation Center), які дозволяють розв'язати всі вищеописані задачі.

Впровадження. За результатами досліджень було створено лабораторний ударно-вібраційний стенд [1,4] (рисунок 2) який включає: зменшену модель електромагнітної ударно-вібраційної площадки (вантажопідйомність $P=10$ кг, частота $\omega=25$ Гц, піврозмах коливань $X_1/2=1$ мм), прилад живлення (ЛАТР $U=0\dots 250$ В, $I=0\dots 9$ А), вимірювальні прилади та з'єднувальні провідники. Лабораторний стенд підключається за схемою що приведена на рисунку 3.

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

Сутність роботи стенду для дослідження полягає в наступному: в умовах незавантаженої форми, після ввімкнення живлення ручкою ЛАТРа поступово збільшуємо напругу живлення до отримання стійкої роботи машини, при цьому фіксують показання приладів; далі збільшуємо навантаження за допомогою імітатора бетонної суміші. Для цього може слугувати металева пластина, набір штучних гумових елементів або маса на пружній основі.

Для кожного навантаження встановлюють стійкий режим роботи і фіксуємо показання приладів (струм-амперметром, напругу-вольтметром, амплітуду-вібрографом ВР-1), результати при цьому заносимо до таблиці. За отриманими даними будуємо графіки $X_1=f(m_6)$, $P=f(m_6)$, $f=f(m_6)$. Проводимо теоретичні розрахунки основних параметрів роботи машини, будуємо графіки і порівнюємо з експериментальними результатами, робимо основні висновки.

Зміною затримки часу на ввімкнення електромагнітів можна регулювати параметри систем. Це відбувається безпосередньо під час роботи машини за допомогою перемінного резистора, який ввімкнено до реле часу. При регулюванні затримки часу в межах періоду коливань частота ударів змінюється на 15%, напіврозмах коливань робочого органу – на 30%, максимальне прискорення – на 200%, асиметрія – на 35%.

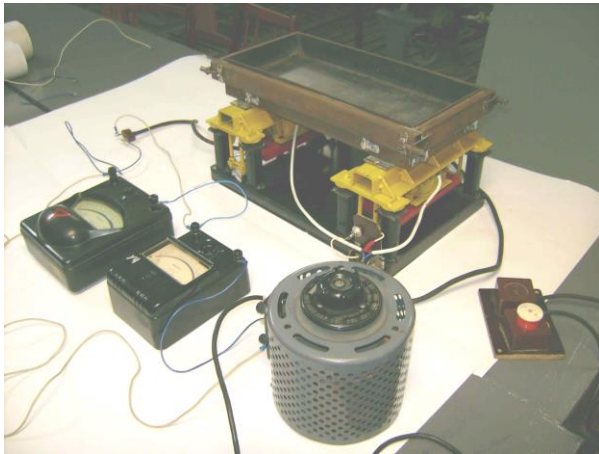


Рисунок 2. Учбово-лабораторний стенд.

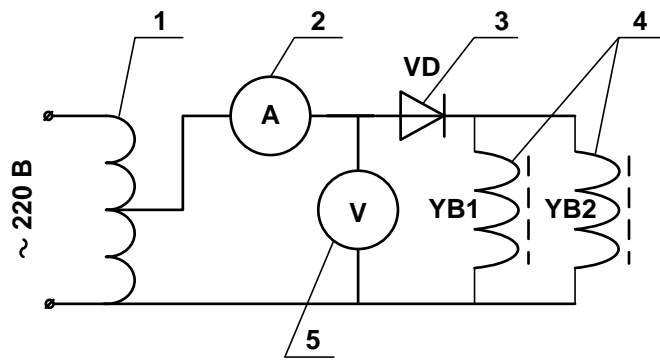


Рисунок 3. Електрична схема стенда.

1- ЛАТР; 2-амперметр; 3-діод Д241; 4-катушки електромагнітів; 5-вольтметр.

При зміні затримки часу в широких межах отримано стійкі режими роботи установки в інтервалі 4...25 Гц. Це дає підставу рекомендувати використання таких систем, поряд із ущільненням, в інших технологічних операціях (наприклад сортуванні матеріалів, руйнуванні породи тощо).

Для процесу ущільнення оптимальні динамічні параметри системи мають такі числові значення:

нормальна вантажопідйомність віброблока	2000 кг
частота ударів	20 Гц
середнє прискорення робочого органу під час удару	35 м/с ²
асиметрія верхнього та нижнього прискорень робочого органу	5
напіврозмах коливань	0,7...0,8 мм

На рисунку 6 приведена конструкція електромагнітного вібромайданчика.



Рисунок 6. Загальний вигляд електромагнітного вібромайданчика (впроваджено на заводі ЗБК м. Бровари, Київської області).

Висновки.

1. Виконані дослідження та їх результати дають можливість створювати вібраційні машини з мікропроцесорною системою керування, що розширяє сферу використання електромагнітних віброзбудників для вирішення технологічних задач.
2. Результати досліджень впроваджені у виробництво та навчальний процес.

Література

1. Баранов Ю.О. Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Автореферат дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 24 с.
2. Кравченко І.М., Басараб В.А.. Керування динамічними параметрами електромагнітної ударно-вібраційної системи. Техніка будівництва №19.К.: КНУБА, 2008.
3. Назаренко І.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем, К.: І.С.Д.О, 1993.-216с.
4. Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Басараб В.А. Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки. Техніка будівництва №14.К.: КНУБА, 2004.
5. Овчинников П.Ф., Бабий В.С Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметрах вибрации и удара. Кишинев: Штиинца, 1976. – 134 с.
6. Чубук Ю.Ф, Назаренко І.И, Гарнец В.Н Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. К.: Вища школа, 1985. – 168с.
7. Шмигальский В.Н. Формование изделий на виброплощадках. М.: Стройиздат, 1968. – 104 с.



УДК 629.114

С.В. Коваленко, аспірант КНУБА,
 І.І. Назаренко, проф. КНУБА,
 А.Т. Свідерський, доц. КНУБА

АНАЛІЗ ЧИСЕЛЬНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ РІЗНОМАНІТНИХ ФАКТОРІВ НА РОЗВ'ЯЗОК ЗАДАЧ ОПТИМІЗАЦІЇ СЕКЦІЇ СТРИЛИ АВТОКРАНА

Постановка задачі. Оптимізація секції стріли автомобільного крана є нелінійною задачею для рішення якої можна застосувати методи послідовних наближень, оптимальне рішення утворюється за рахунок мінімального рівня розсіювання енергії в стрижні який і є моделлю секції стріли.

Методика та результати. Результати оптимізації консольно-закріпленого сталюого стрижня ТСАК довжиною 1м при обмеженнях на конфігурацію стрижня:

$$7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \leq S(x) \leq 10^{-3} \text{ м}^2, \text{ який здійснює позовжні коливання за першою формою.}$$

На рис.1 зображена крива оптимальних рішень у координатах $\bar{\omega}, W$. Тут W – безрозмірний коефіцієнт, який характеризує розсіювання енергії у стрижні $W = \frac{\Delta \bar{W}}{\Delta W^{(-)}}$; $\bar{\omega}$ – безрозмірна

частота $\bar{\omega} = \frac{\omega}{\omega^{(-)}}$; $\Delta W^{(-)}$ – мінімально можлива енергія втрат у стрижні ТСАК при прийнятих обмеженнях.

Точка Е відповідає стрижню максимально можливої власної частоти $\omega^{(+)}$ при обмеженнях на конфігурацію, точка А – мінімально можливої частоти $\omega^{(-)}$. Вони отримані

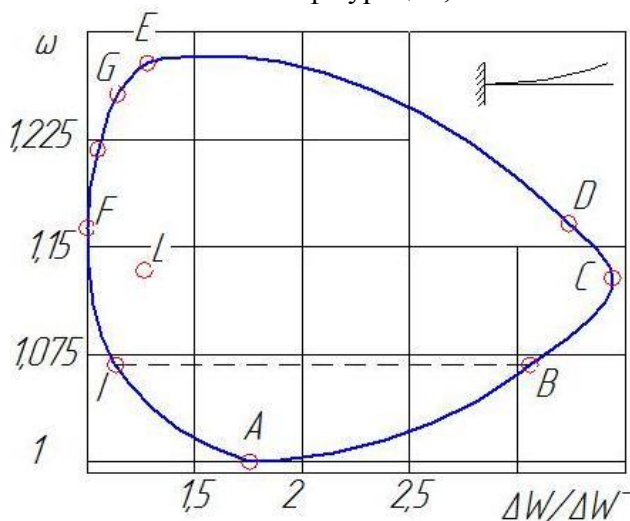


Рисунок 1. Замкнена крива оптимальних рішень у координатах $\bar{\omega}, W$

при значенні множників у випадку «частинного» та «загального» гамільтоніана $r = 0, k = -1, k = +1$, відповідно. Точки С, F відповідають стрижням ТСАК максимального і мінімального рівня розсіювання енергії в стрижні ТСАК. Чотири характерні гілки кривої отримані неперервною зміною множника r у відповідних межах: гілки АС та СЕ – $r \in [0, r_\infty], k = \pm 1$; гілки EF та AF – $r \in [-r_\infty, 0], k = \pm 1$; r_∞ - значення множника r , за якого «вага» «частинного» гамільтоніану стає основним (переважаючим) фактором (теоретично $r_\infty = \infty$). У розрахунках значення r встановлювалось з тих міркувань, що

подальше збільшення r не призводить до зміни оптимальної конфігурації, оскільки вона отримана практично з умови максимуму частинного гамільтоніану. Таким чином при розрахунку пари значень $k = \pm 1, r = \pm r_\infty$ відповідають $k = 0, r = \pm 1$.

На рис.2 дані конфігурації стрижнів ТСАК, котрі відповідають точкам, позначеним на замкненій оптимальній кривій.

Для задоволення необхідних умов оптимальності методом редукції до часткової задачі задавались значення об'єданого вектора змінних $\vec{v} = \{\bar{y}, \bar{\varphi}\}$ у початковій точці

$x = 0, v(x) = \{0; 1; 1; 0\}$. Об'єднана система диференціальних рівнянь інтегрувалась сумісно методом Рунге-Кутта четвертого порядку у модифікації Мерсона [1]. При цьому на кожному кроці інтегрування перед зверненням до блоку обчислення правих частин диференціальних рівнянь [1] значення $S = S_{opt}$ за поточного x визначали з умови максимуму гамільтоніана.

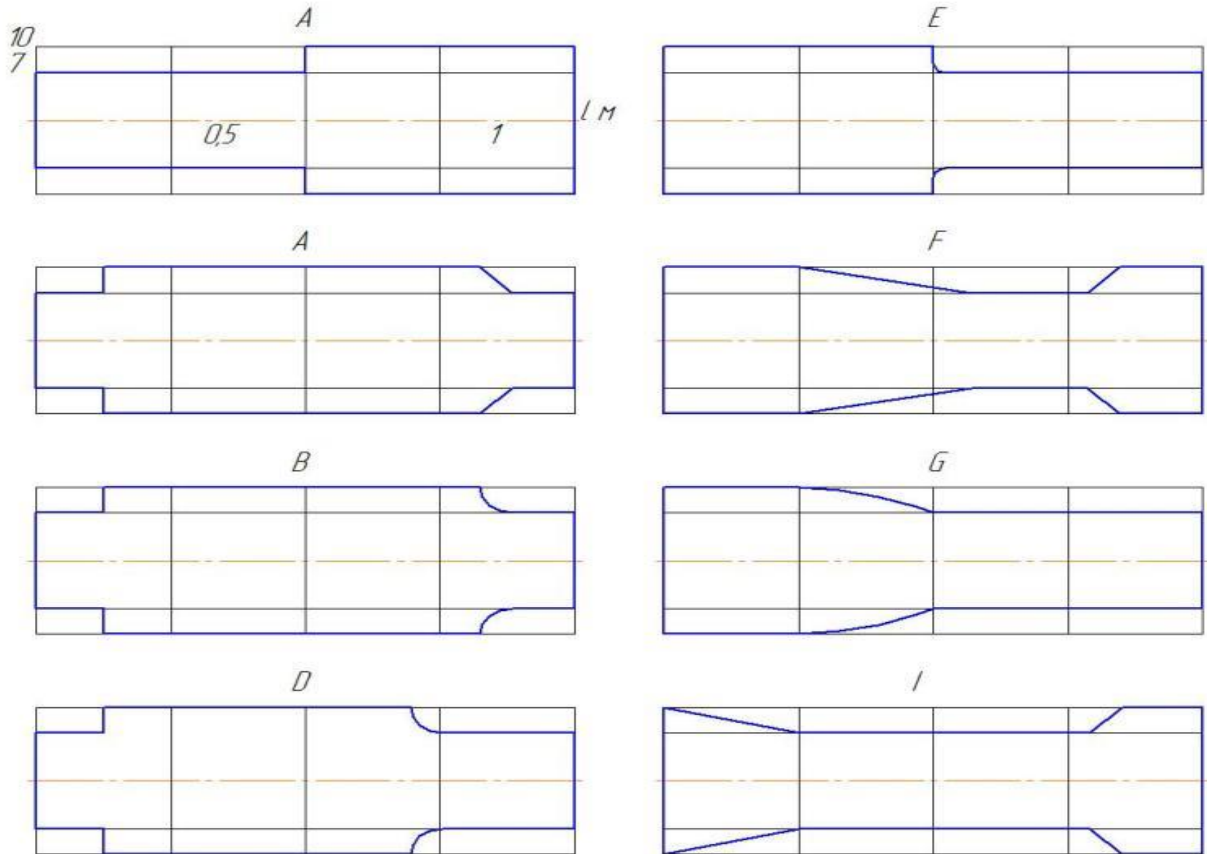


Рисунок 2. Конфігурації стрижнів, котрі відповідають точкам, позначеним на замкненій оптимальній кривій у координатах $\bar{\omega}, W$.

Невідоме значення $\omega = \omega_{opt}$ визначали прогонкою з умови $Q(l) = 0$. У даному випадку, як видно з прийнятого значення $\bar{v}(0)$, умова $y(l) = 1$ замінюється умовою $Q(0) = 1$. Нормування відбувалось після визначення ω_{opt} зрозумілими операціями. Таке переформування допустиме, якщо мати на увазі однорідність функціоналу якості $\Delta \bar{W}$. Однак при цьому одні і ті ж оптимальні конфігурації у порівнянні з методом послідовних наближень отримують при різних абсолютних значеннях множника r . Пакет програм створювався для ПЕОМ на основі окремих блоків розв'язку вихідної граничної задачі, спрощеної та блоку максимізації гамільтоніану. Завдяки такій блочній структурі перехід від одного з описаних методів розв'язку до другого не був особливо важким. Дійсно, для методу послідовних наближень (МПН) здійснюється покрокове чисельне інтегрування вихідної системи диференціальних рівнянь (ВСДР) на всьому відрізку $[0, 1]$, потім аналогічно спряженої (ССДР) й лише після цього в усіх вузлових точках на інтервалі $[0, 1]$ визначаються значення нової ітерації конфігурації стрижня ТСАК. Для методу редукції до початкової задачі після виконання операцій одного кроку інтегрування розширеної системи диференціальних рівнянь (вихідної та спряженої) сумісно одразу ж визначається значення оптимальної конфігурації у цій точці. Таким чином, відмінність програм для ПЕОМ виражається лише у різній логіці використання одних і тих самих блоків. Однак навіть з

простого порівняння алгоритмів видно, що другий варіант чисельного розв'язку значно компактний. Дійсно, повне вирішення задачі у цьому випадку отримують у 2...3 рази швидше. Результати розв'язку – як крива оптимальних конфігурацій, так і самих конфігурацій – практично не відрізняються (відмінності не перевищують точності розв'язку задач). Тому ілюстрації розрахунків не дублюються. Інша ситуація склалась при розв'язуванні задачі оптимізації методом інваріантного занурення (МІЗ). Перш за все для порівняння виділена область, в одній частині котрої гамільтоніан представляє собою опуклу вгору функцію, а у другій – втрачає цю властивість. Ця область, виділена окремо на рис.3, розміщується поблизу точки E, яка відповідає конфігурації ω^+ . Для розв'язку задачі необхідно, було створити абсолютно самостійний алгоритм і програми, основним елементом котрих є формування та інтегрування лінійної граничної задачі для системи диференціальних рівнянь змінної структури [2] відносно $(\bar{y}, \bar{\varphi})$. У даному випадку зручніше проводити продовження розв'язку по параметру множника при частинному гамільтоніані r та фіксованому значенні множника із загальним k . Кроки відповідали значенням, для котрих , знайденні оптимальні розв'язки методом послідовних наближень $r = 0, r_1, r_2, r_3$, вліво від точки E та $r = 0, -r$ вправо. Відповідні гілки кривої оптимальних рішень

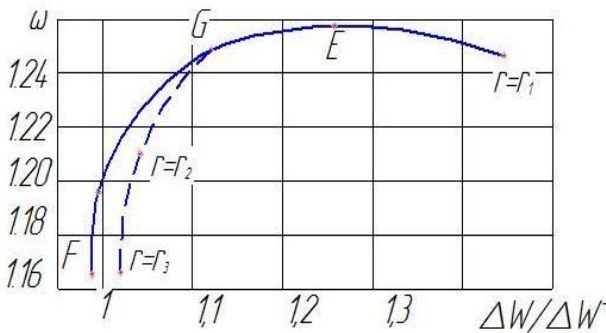


Рисунок 3. Гілки кривої оптимальних розв'язків.

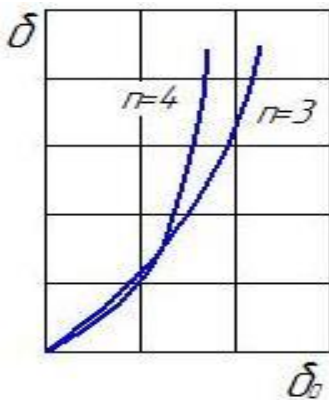


Рисунок 4. Залежність логарифмічного декременту δ матеріалу стрижня ТСАК від амплітуди динамічних напружень.

зображенні на рис.3 пунктиром.

Конфігурації, відповідають значенням $r = 0, r_1, -r_1$, практично не відрізнялись від отриманих при використанні МПН. Досить різке розходження результатів після точки $r = r_1$ пояснити можуть, втратою опуклості гамільтоніану, що підтверджується наявністю стрибка на конфігурації, отриманій МПН для значення $r = r_2$. Хоча втрата «оптимальності» у точках $r = r_2, r = r_3$ для МПН легко відновлювалась однократним уточненням за МПН.

Перейдемо до фізичного аналізу чисельних результатів. Перш за все необхідно зазначити, що у результаті зміни конфігурації у прийнятих межах обмежень при змінних демпфуючих властивостях самого матеріалу та взятих геометричних розмірах стрижня ТСАК вдається досягти збільшення розсіювання енергії у стрижні більш ніж у три рази:

$$\frac{\Delta \bar{W}^{(+)}}{\Delta \bar{W}^{(-)}} \approx 3.175.$$

У відповідність з формулою (2) [4] цей результат забезпечить зменшення резонансних амплітуд приблизно у 1,35 рази. У той же час діапазон зміни першої власної частоти характеризується параметром $\frac{\omega^{(+)}}{\omega^{(-)}} \approx 1,225$. При цьому власні частини стрижнів ТСАК,

що відповідають $\Delta \bar{W}^{(+)}$ й $\Delta \bar{W}^{(-)}$, досить близькі.

Досліджений вплив депфуючих характеристик самого матеріалу на оптимальні конфігурації, замкнену криву $\omega(\Delta \bar{W}^{(-)})$ та характерний параметр $\frac{\Delta \bar{W}^{(+)}}{\Delta \bar{W}^{(-)}}$. Для цього

проведені порівняльні розрахунки для матеріалів з різними залежностями логарифмічного дикрименту матеріалу від амплітуди динамічних напружень (рис.4).

Вони відповідають показникам $n=3$ та $n=4$ у залежності Давиденкова [1]. Крива оптимальних конфігурацій для випадку $n=3$ представлена на рис.5, а конфігурації які відповідають позначеним точкам, на рис.6, оптимальні конфігурації практично не змінювались.

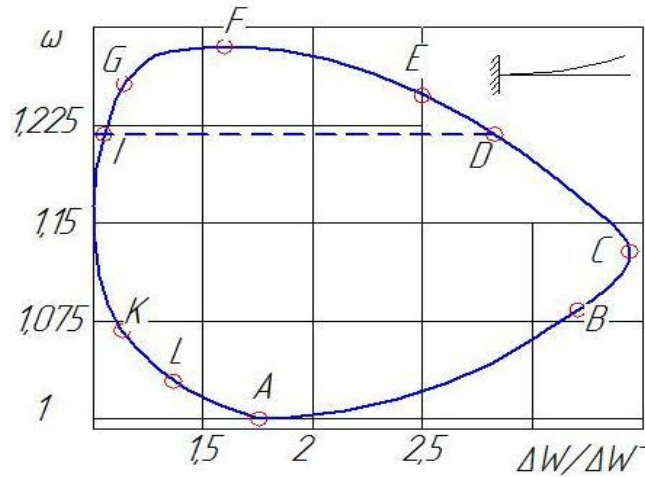


Рисунок 5. Крива оптимальних конфігурацій стрижня при $n=3$ (залежність Давиденкова) [1].

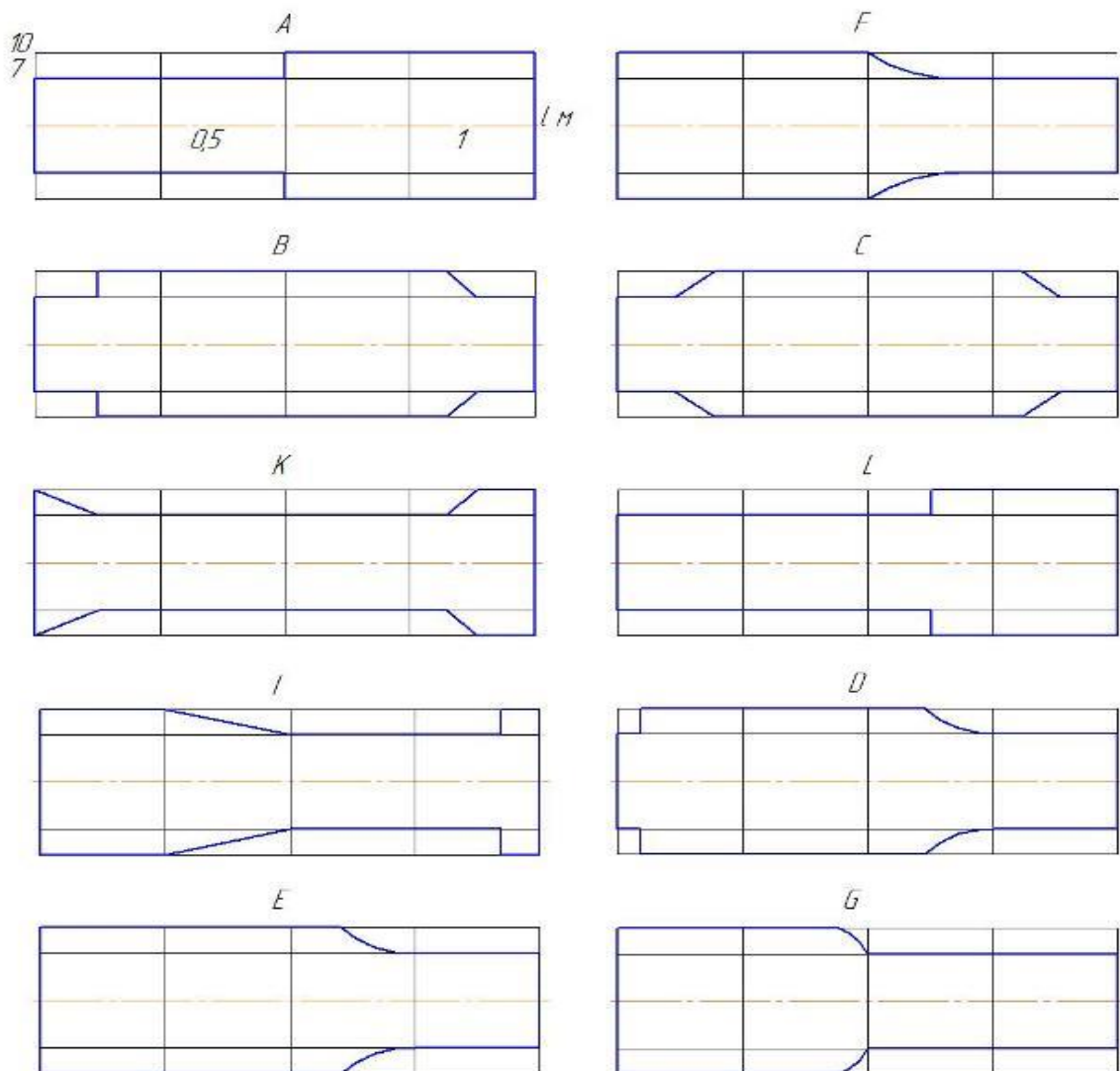


Рисунок 6. Конфігурації, які відповідають позначеним на рис.5 точкам.

Значення характерного параметру $\frac{\Delta\bar{W}^{(+)}}{\Delta\bar{W}^{(-)}}$ дещо зменшилось. У даному випадку максимально можливе збільшення розсіювання енергії за рахунок зміни конфігурації складає $\frac{\Delta\bar{W}^{(+)}}{\Delta\bar{W}^{(-)}} \approx 2,87$. Однак амплітуда резонансних напружень при цьому може бути зменшена у $\sqrt[n]{\frac{\Delta\bar{W}^{(+)}}{\Delta\bar{W}^{(-)}}} \approx 1.42$ рази, тобто більше, ніж у попередньому випадку.

Зрозуміло, що параметр $\omega^{(+)}/\omega^{(-)}$ при цьому не змінився. Отже, збільшення показника стержня у залежності Давиденкова у досліджуваному діапазоні призводить до зростання характерного параметру $\Delta\bar{W}^{(+)}/\Delta\bar{W}^{(-)}$ й зменшує відносні можливості зниження резонансних амплітуд. Останнє характеризується коефіцієнтом $\frac{a_p^{(+)}}{a_p^{(-)}} = \sqrt[n]{\Delta\bar{W}^{(+)}/\Delta\bar{W}^{(-)}}$.

При чому можна говорити скоріше про кількісний вплив показника на розв'язок задачі оптимізації, ніж про якісний, оскільки оптимальні конфігурації слабо чутливі до нього.

Надзвичайно важливим у задачах оптимізації є з'ясування впливу ширини області зміни (варіації) на оптимальні конфігурації та значення функціоналу. Для цього здійснений чисельний розв'язок розглядуваної задачі за розширеної області варіації конфігурацій $7 \times 10^{-4} m^2 \leq S(x) \leq 14 \times 10^{-4} m^2$.

Параметр у залежності Давиденкова $n=4$. Результати розв'язку представлені на рис.7, рис.8. характер оптимальних конфігурацій при цьому зберігається посередній, а діапазон зміни енергії втрат значно збільшився $\Delta\bar{W}^{(+)}/\Delta\bar{W}^{(-)} \approx 10,2$; $\frac{a_p^{(+)}}{a_p^{(-)}} \approx 1,56$.

Таким чином, розширення області варіації відбувається на можливості оптимальної зміни розсіювання енергії у системі значно у більшій мірі, ніж на діапазоні зміни власної частоти.

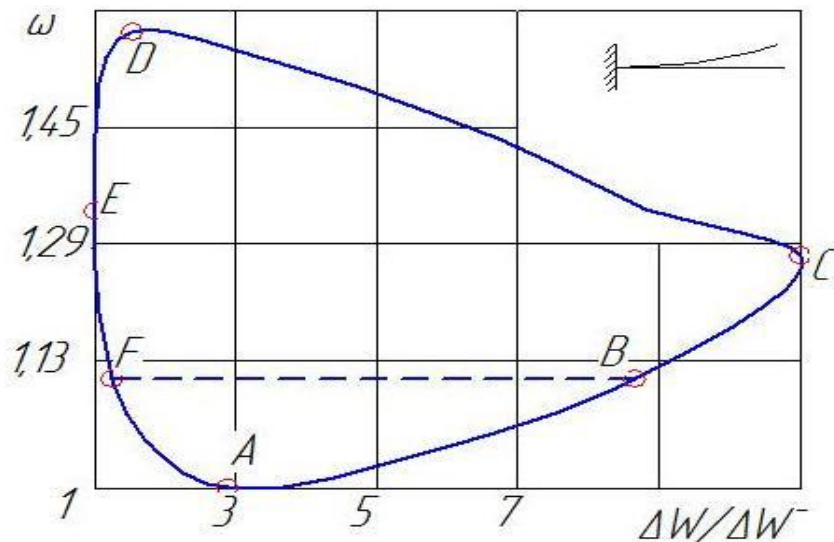


Рисунок 7. Залежність ω від $\frac{\Delta\bar{W}}{\Delta\bar{W}^{(-)}}$ при $n=4$ у залежності Давиденкова.

Не менший інтерес представляє дослідження залежності оптимальних конфігурацій від номеру резонуючої власної форми чисельний розв'язок задачі для поздовжніх коливань за другою формою з показником $n=3$ і прийнятими обмеженнями поданим на рис.9 та рис.10.

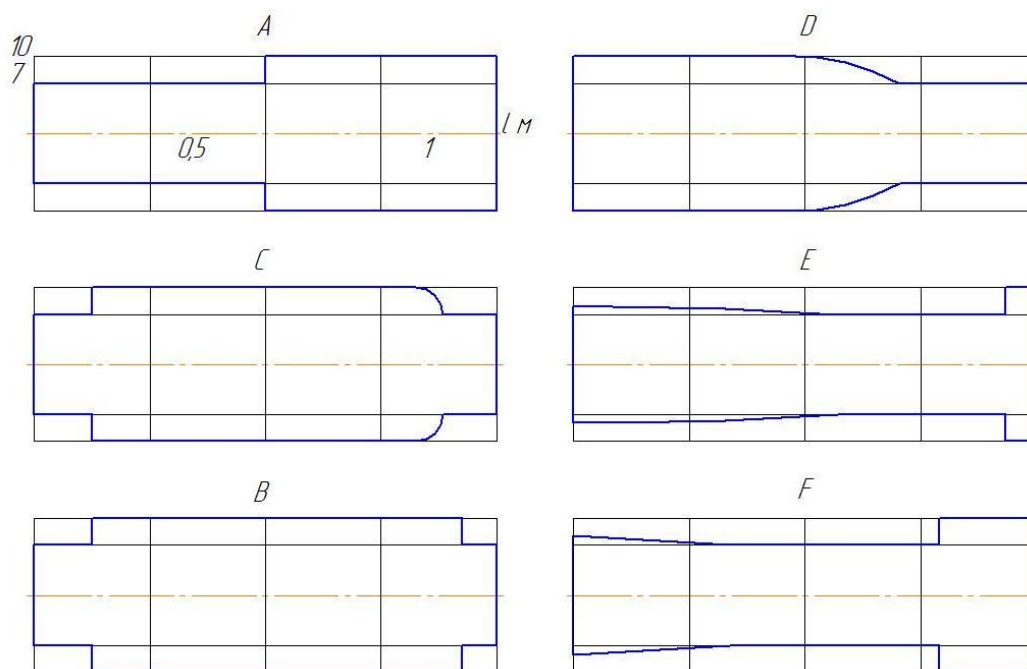


Рисунок 8. Оптимальні конфігурації стрижнів ТСАК при $n=4$ у залежності Давиденкова.

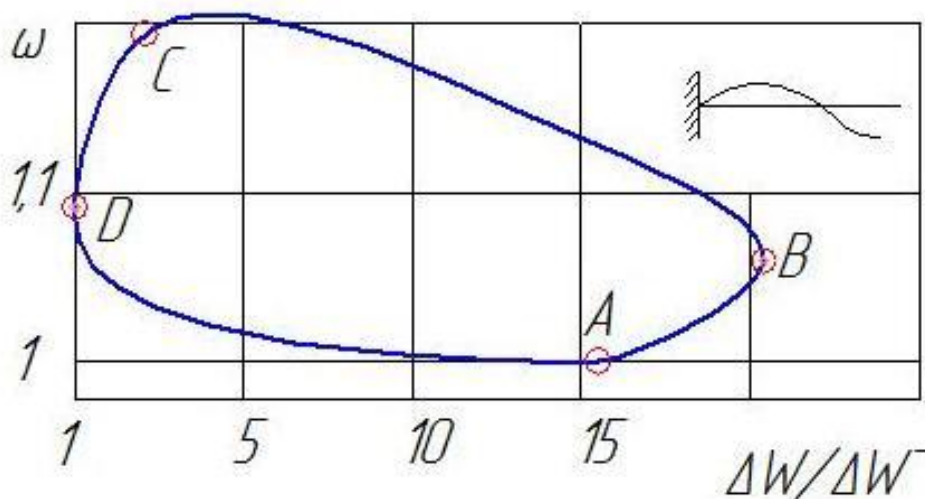


Рисунок 9. Залежність ω від $\frac{\Delta \bar{W}}{\Delta \bar{W}^{(-)}}$ для поздовжніх коливань за другою формою з показником залежності Давиденкова $n=3$.

У даному випадку діапазон зміни розсіяної енергії значний $\frac{\Delta \bar{W}^{(+)}}{\Delta \bar{W}^{(-)}} \approx 21,5$, що потребує у 7,7 разів більше того, що можна досягти на першій формі за інших однакових умов. Це відповідає можливості знищення резонансних амплітуд приблизно у 2,78 рази. Оптимальні конфігурації мають у порівнянні з першою власною формою більше число характерних точок перемикавання розв'язків, що типове для розв'язків задач оптимізації на більш високих формах.

Задача оптимізації стрижня ТСАК за критерієм розсіювання енергії при згинних коливаннях розв'язувалась методом послідовних наближень. Розглядалися згинні коливання за першою формою консольно закріпленого стрижня ТСАК круглого перерізу з граничними варіаціями $9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \leq S(x) \leq 15 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ і показником у залежності Давиденкова $n=4$. Крива оптимальних конфігурацій у координатах $\bar{\omega}, W$ представлена на рис.11,а.

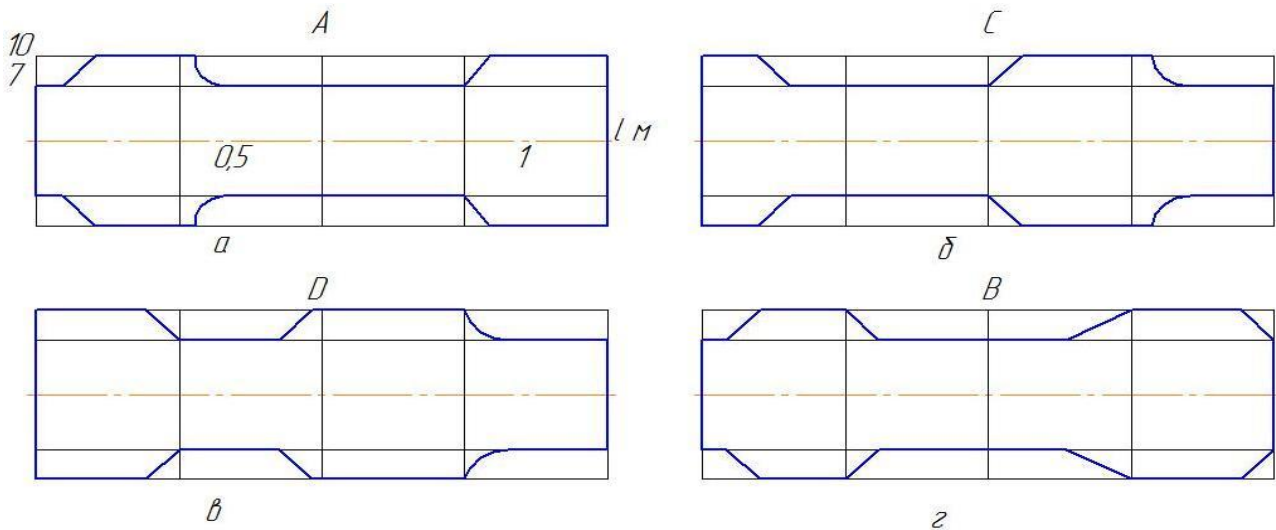


Рисунок 10. Оптимальні конфігурації стрижнів ТСАК для поздовжніх коливань по другій формі з показником залежності Давиденкова $n=3$.

Ліва частина кривої більш зображена на рис.11,б. конфігурації, які відповідають стрижням максимально можливих значень енергії втрат $\Delta\bar{W}^{(+)}$ та $\Delta\bar{W}^{(-)}$ (рис.12), хоча, як і стрижні максимально та мінімально можливої першої власної частоти, у основному повторюють характер аналогічних конфігурацій для поздовжніх коливань.

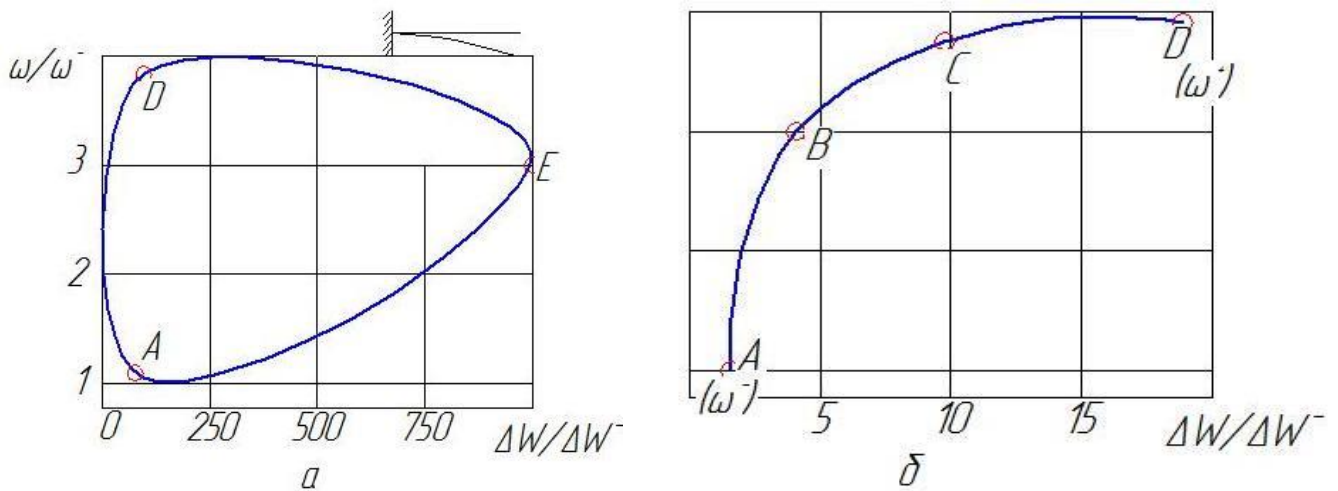


Рисунок 11. Крива оптимальних конфігурацій у координатах ω, \bar{W} для $9 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \leq S(x) \leq 25 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ з показником Давиденкова $n=4$.

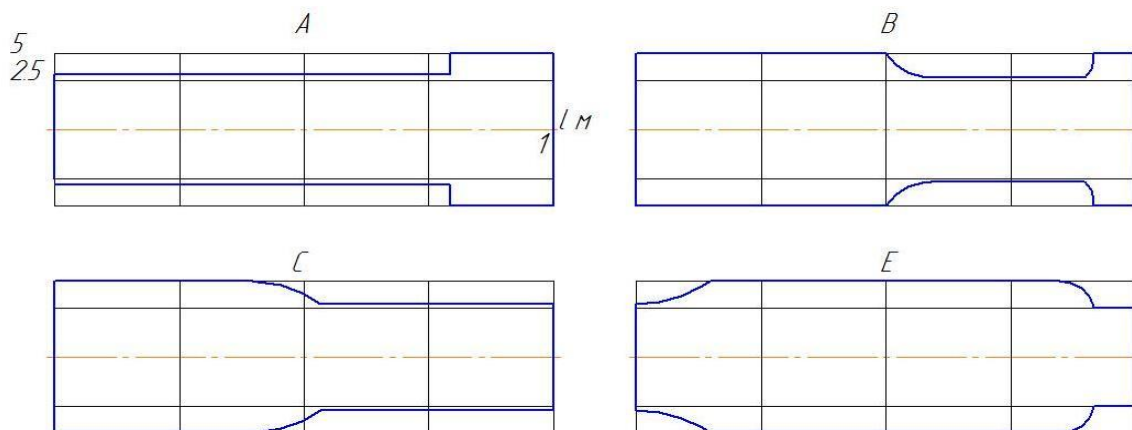


Рисунок 12. Оптимальні конфігурації стрижнів в ТСАК, які відповідають максимально і мінімально можливим значенням енергії втрат $\Delta\bar{W}^{[+]}$ й $\Delta\bar{W}^{[-]}$ (згині коливання за першою формою).

У даному випадку варіацією конфігурації стрижня вдається досягти зміни розсіяної у стрижні енергії у $\frac{\Delta \bar{W}^{(+)}}{\Delta \bar{W}^{(-)}} \approx 0,70$ разів, що відповідає можливості зниження резонансних амплітуд приблизно у 5,6 разів. Діапазон зміни першої власної частоти складає при цьому $\omega^{(+)} / \omega^{(-)} \approx 3,88$. Конфігурація, що відповідає $\Delta W^{(-)}$, досить близька до конфігурації стрижня мінімальної першої власної частоти. З'ясовано, що вказаний факт близькості конфігурації притаманний не тільки вказаному частинному прикладу. Для цього був розглянутий стрижень іншого поперечного перерізу (прямокутного) та іншої ширини області варіації $10^{-2} \text{ м}^2 \leq S(x) \leq 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$. На рис.13 показана нижня ліва половина замкненої кривої оптимальних рішень, що відповідає $g > 0$. Характер зазначених конфігурацій $\omega^{(-)}$ та $\Delta \bar{W}^{(-)}$ (рис.13, б) та їх розміщення задовільно підтверджують виказане припущення. У цілому можливості управління енергією втрат, що характеризується співвідношенням $\frac{\Delta \bar{W}^{(+)}}{\Delta \bar{W}^{(-)}}$, при згинних коливаннях значно вище, ніж у випадку поздовжніх за інших однакових умов.

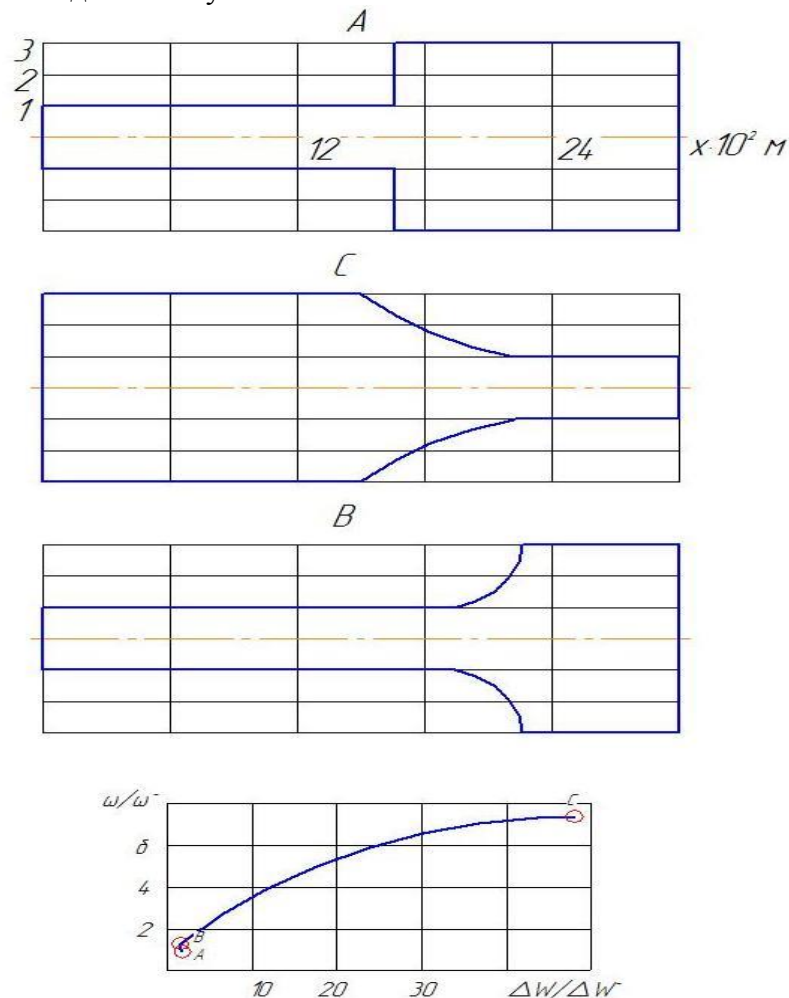


Рисунок 13. Залежність $\frac{\omega}{\omega^-}$ від $\frac{\Delta W}{\Delta W^-}$ та оптимальній конфігурації стрижнів ТСАК

прямокутного перерізу та ширини, яка варіює $10^{-2} \text{ м}^2 \leq L(x) \leq 3 \cdot 10^{-2} \text{ м}^2$ при згинних коливаннях за першою власною формою.

Висновки. Результати оптимізації секцій стрижнів ТСАК за критерієм розсіювання енергії при згинних резонансних коливаннях були перевірені експериментально, які показали ідентичність результатів теорії і експерименту. Основну заваду при порівнянні



результатів представляло відокремлення рівнів конструкційного та внутрішнього демпфірування, котре здійснювалось за допомогою побудови залежності декременту коливань від зусилля затягування у закріпленні (точці закріплення [5]). Після цього відмінність експериментальних даних від розрахункових не перевищувала 20%. Залишкова невідповідність пояснюється тим, що істинна амплітудна залежність демпфіруючих властивостей досліджуваного матеріалу стрижнів (секцій) ТСАК не вкладається у межі гіпотези Давиденкова.

Максимізація (чи мінімізація енергії), яка розсіюється у стрижні ТСАК при фіксованих властивостях матеріалу на нормованій формі коливань, досягається за рахунок відповідного «оптимального» перерозподілу напружень у стрижнях ТСАК отриманих конфігурацій. Характер цього перерозподілу, вид конфігурацій і сам факт можливості та ефективності такої оптимізації тісно пов'язаний з амплітудною залежністю розсіювання енергії. Тому врахування внутрішнього тертя за в'язкою моделлю при розв'язуванні задач оптимізації елементів конструкцій ТСАК у резонансних режимах не можна визнати виправданим.

Література

1. Ланс Дж. Численные методы для быстродействующих вычислительных машин. – М.: Изд-во иностр.лит., 1962, 160с.
2. Богомолов С.И., Симсон Э.А. Применения метода последовательных приближений в задачах оптимизации//Динамика и прочность. 1981 № 47, с.101-111.
3. Коваленко С.В. Дослідження коливань телескопічних стріл автомобільних кранів з амплітудно-залежним розсіюванням енергії у матеріалі. «Техніка будівництва» К.:КНУБА, 2009, №22.
4. Писаренко Г.С. Рассеяния энергии при механических колебаниях. К.: изд-во АН УССР, 1962, 436с.
5. Смирнов М.М., Симсон Э.А., Сукласова Н.Г. Задача конструкционного демпфирования колебаний в защемление //Динамика и прочность машин, 1978 № 4 с.111-116.

УДК 693.52

А.Н. Баранов, д.т.н., проф. (УИПА, Харьков),
Р.И. Рыбалко, к.т.н., доц. (ДонНАСА, г. Макеевка)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ НОВОГО ДВУХСТАДИЙНОГО ВОЗДУШНОГО СЕПАРАТОРА ДЛЯ СУХОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ В ЗАМКНУТОМ ЦИКЛЕ

Постановка проблемы. Своевременное удаление готового продукта из зоны измельчения за счет воздушной сортировки позволяет значительно повысить эффективность помола в агрегатах замкнутого цикла и позволяет обеспечить заданную степень измельчения материала.

Воздушная сортировка производится в устройствах и машинах различной конструкции, которые применяются для обеспечения работы помольных машин при производстве цемента, гипса, извести и других материалов (в замкнутом цикле) и при сочетании помола с сушкой. Однако работа воздушных сепараторов характеризуется низкой эффективностью сортировки и большой засоренностью фракций.

Анализ последних исследований и публикаций. Низкая эффективность сортировки связана с тем, что теоретические основы создания машин воздушной сортировки не учитывают структуру турбулентного потока смеси воздуха и измельчаемого материала и специфику движения частиц материала различной гранулометрии. Создание сепаратора новой конструкции [1] позволило значительно повысить эффективность разделения газодисперсного потока за счет использования двух принципиально новых решений:

- осаждения крупной фракции в первой ступени;
- повышения турбулентной однородности во второй ступени точного разделения.

В новом двухступенчатом сепараторе на первом этапе из двухфазного потока выделяются частицы твердой фракции, диаметр которых превышает равновесные частицы более чем в 4-5 раз, и отправляются на домол. Удаление из потока крупных частиц осуществляется за счет установки экранов под определенным углом атаки на пути двухфазного турбулентного потока, частично перекрывающий газоход. Мелкие частицы, время релаксации которых невелико, огибают экран вместе с потоком воздуха, и уходят во вторую ступень сепаратора на точное разделение. Крупные частицы и агломераты будут ударяться об экран. В результате удара об экран агломератов произойдет их разрушение, и мелкие частицы будут подхвачены потоком воздуха и доставлены во вторую ступень сепаратора. Крупные частицы после удара об экран, отражаются от него и попадают в зону осаждения.

Во второй ступени однородность обеспечивается установкой решеток, для разрушения крупномасштабных вихревых структур в потоках транспортирующей среды и там производится точное разделение, где размер равновесной частицы соответствует заданному значению. Такое решение в несколько раз снижает циркуляционную нагрузку во второй ступени сепаратора и предотвращает появления в нем крупных вихрей турбулентного следа.

Постановка задачи ее решение. Учитывая принципиально новые решения в конструкции сепаратора, требуется разработка методов определения его характеристик.

В основу создания оборудования следует положить необходимую тонкость помола, т.е. размер равновесной частицы δ_p – максимальный размер частиц на выходе из помольного агрегата. Размер равновесной частицы является условным показателем соотношения массовых и аэродинамических сил в данной точке потока [2]:



$$\delta_p = \left[\frac{3}{4} a \frac{\mu^n \rho^{1-n}}{g \rho_c} |v(x)|^{2-n} \right]^{1/(1+n)}, \quad (1)$$

где \bar{v} – скорость несущего газа;

ρ_c – плотность газа;

ρ_c – плотность частиц;

g – ускорение силы тяжести;

μ – вязкость несущего газа;

a и n – параметры аппроксимации зависимости $\xi(\text{Re}_\delta)$ в виде $\xi = a(\text{Re}_\delta)^{-n}$.

Из уравнения (1) находится осредненная \bar{v} – скорость несущего газа (воздуха). Зная осредненную скорость несущего газа (воздуха), находим диаметр зоны тонкого разделения

Оценка поперечной составляющей скорости частиц проводится по зависимости [3]:

$$\overline{w^2} = \int_0^\infty \frac{E_v(\omega) d\omega}{1 + \omega^2 \Lambda^2} = \frac{2}{\pi} \overline{v^2} \frac{\pi}{2\Lambda} \int_0^\infty \exp\left(-\frac{\tau}{T_v} - \frac{\tau}{\Lambda}\right) d\tau = \frac{\overline{v^2} T_v}{\Lambda + T_v} \quad (2)$$

Зависимость (2) получена в результате решения уравнения:

$$\Lambda \frac{dw}{dt} + w(t) = v(t). \quad (3)$$

Поперечная составляющая скорости частиц регламентирует длину зоны разделения классификатора после решетки разрушения крупномасштабных турбулентных структур. Если частица достигает стенки аппарата, то независимо от ее размеров она не подвергается аэродинамической классификации, поэтому длина зоны разделения классификатора не должна быть больше произведения времени пребывания частицы и поперечной составляющей скорости.

Время релаксации частиц, определяемое выражением:

$$\tau = \rho \delta^2 / 18\mu. \quad (4)$$

Для определения параметров решетки разрушения крупномасштабных турбулентных структур необходимо найти допустимый размер вихрей, при котором бы не происходило захвата крупных частиц. Захват может произойти при условии, когда диаметр вихря достаточно большой по сравнению с длиной пути релаксации частицы и энергия вихря будет превышать кинетическую энергию частицы.

Уравнение движения частицы размером δ имеет вид:

$$du/dt + \beta u = \beta (\bar{u}_g + U \sin \omega t) \quad (5)$$

Общим решением уравнения при $u_0 = 0$ является

$$u = \frac{U \sin(\omega t - \varphi)}{\sqrt{1 + \omega^2 \tau^2}} + \frac{\omega \tau U}{1 + \omega^2 \tau^2} e^{-t/\tau} + \bar{u}_g (1 - e^{-t/\tau}) \quad (6)$$

Численное значение u позволяет определить время взаимодействия вихря и частицы.

Время взаимодействия зависит как от скорости частицы, так и от размеров вихря. Прохождение двухфазного потока через решетку приводит к разрушению крупных вихрей и образованию за решеткой однородной турбулентности в виде вихрей одинакового размера. Размеры вихрей зависят от параметров решетки и не должны захватывать равновесные частицы.

Зная размах поперечных перемещений вихря и толщину зоны смешения, можно оценить величину радиуса вихря. Поперечное сечение потока заполнено тремя его

составными частями: толщиной вихря $2r_0$, двойным путем поперечного перемещения вихря $2L_{v0}$ и толщиной потока, обтекающего вихрь Δy . Таким образом [3]

$$\begin{aligned}\Delta_c &= 2r_0 + 2L_{v0} + \Delta y \\ r_0 &= 0.22\Delta_c\end{aligned}\quad (7)$$

Учитывая, что толщина слоя смешения (Δ_c) не может быть больше характерного размера ячейки решетки. Поэтому можно сказать, что радиус вихря (r_0) после прохождения решетки меньше или равен $0,22\Delta$ (где Δ – характерный размер ячейки решетки). При заданном размере радиусе вихря характерный размер ячейки решетки Δ не должен превышать $4,5r_0$, т.е.: $\Delta \leq 4,5r_0$

Кроме размеров вихря, необходимо учитывать его собственную скорость, т.к. при совпадении направления движения частицы и вихря время их взаимодействия увеличивается.

Связь между скоростью и завихренностью определяется с помощью интеграла Био-Савара:

$$V = c_0 \int \frac{(\omega \times r)}{r^3} dr \quad (8)$$

Крупномасштабный вихревой элемент образует окружность радиуса r_0 . Индуцированная им скорость заставляет двигаться сам вихрь. Скорость поступательного движения вихря была определена Прандтлем [4]

$$V = \frac{a^2 \Omega}{2r_0} \ln\left(\frac{6r_0}{a}\right), \quad (9)$$

где r_0 – радиус вихревого элемента;
 a – его тороидальный радиус;
 Ω – завихренность [2].

Кроме геометрических параметров вихря и его переносной скорости на взаимодействие частицы и вихря оказывает большое влияние энергия вихрей, которая меняется со временем.

Энергия вихря определяется из соотношения [4]:

$$E = C_0 k^4 \exp[-2vk^2(t - t_0)] \quad (10)$$

Размер ячеек решетки разрушения крупномасштабных турбулентных структур не должен превышать диаметра вихря критического для данной частицы.

Анализ результатов экспериментов показал, что соотношение диаметра прутьев решетки (D) и расстояния между прутьями ($D_1 = \Delta$) должно быть $0,025$. Диаметр прутьев решетки составляет $0,025$ размера ячейки решетки Δ для данной частицы.

Для исключения влияния на процесс классификации турбулентных следов крупных частиц в зоне разделения и разрушения агломератов частиц перед зоной разделения, на входе устанавливается первая ступень классификатора. В ней крупная фракция под действием сил инерции после удара об экран-отражатель поступает в зону осаждения крупного продукта, а оттуда в бункер осажденного продукта для подачи на измельчение.

Экран-отражатель должен быть установлен таким образом, чтобы частица, ударяясь об него под углом α^- отражалась от него под углом α^+ и поступала в зону осаждения. Углы α^- и α^+ связаны зависимостью [4]:

$$\alpha^+ = \arctg\left[\operatorname{tg}\alpha^- - \frac{f(1+k_y)}{k_y} \right] \quad (11)$$



Выводы. Предложены методы расчета элементов нового двухстадийного воздушного сепаратора для сухого измельчения в замкнутом цикле.

В зависимости от измельчаемого материала и конструкции помольного агрегата вышеизложенные принципы могут быть реализованы как частично, так и полностью при создании нового оборудования и реконструкции.

Литература

1. Патент № 18198, Україна МПК В02С 23/10 (2006.01). Двостадійний класифікатор сипучих матеріалів // Рыбалко Р.І., Баранов А.М. (Україна); – № u2006 09779; Заявлено 12.09.2006г.; Опубл. 16.10.2006р., Бюл. № 10, 2006р.
2. Рыбалко Р.И. Влияние структуры воздушного потока на эффективность разделения в сепараторах помольных агрегатов // Науковий Вісник будівниц-тва. Матеріали міжнародної конференції “Ресурс і безпека експлуатації конструкцій, будівель і споруд”. – Харків, ХДГУБА, ХОТВ АБУ, № 23, 2003. – С. 195-200.
3. Баранов А.Н., Емельянова И.А., Рыбалко Р.И., Постельняк С.В. Основы создания оборудования на базе учета влияния турбулентных структур многофазных потоков // Материалы международной научно-технической конференции «Промышленная гидравлика и пневматика». – Киев, 2004. – С. 21-24.
4. Рыбалко Р.И. Теоретические основы создания сепараторов новой конструкции // Вестник ДонГАСА. Выпуск 2004-5 (47). – Макеевка, 2004. – С. 113-119.

УДК 629.114

*І.І. Заліско, аспірант КНУБА***МЕТОДИКА ТА АЛГОРИТМ РОЗРАХУНКУ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ АВТОКРАНІВ**

Актуальність та аналіз проблеми. Металеві конструкції автокранів як правило працюють в режимі випадкового (нерегулярного) навантаження і підлягають накопиченню втомних пошкоджень в процесі експлуатації. Із спільного числа руйнувань (крихких, в'язких, від втрати місцевої або спільної непохитності, корозії та ін.) доля втомних складає більше 70%.

Основним виглядом втомленого пошкодження являється поява і розвиток тріщини. довговічність при втомленому руйнуванні визначається сумою циклічних довговічностей на стадії накопичення втомлених пошкоджень, в результаті яких утворюється видима тріщина, і стадії розвитку тріщини до критичного розміру, при досягненні якого відбувається крихке руйнування. Втомлена довговічність на стадії розвитку тріщини називається живучістю. На стадії утворення втомленої тріщини слід розрізняти дві можливі області накопичення пошкоджень: область багатоциклічної і малоциклічної втоми.

Руйнування в області багатоциклічної втоми супроводжується накопиченням мікроскопічних деформацій, розвитком мікротріщин до видимих макротріщин; при цьому число циклів навантаження до появи видимої тріщини (2-3 мм) досягає $10^4 - 10^5$, а напруга змінюється в межах упругих деформацій.

Для області малоциклічної втоми характерне накопичення втомлених пошкоджень і пластичних деформацій. Ця область розташовується в діапазоні $10^3 < N < (10^4 - 10^5)$ циклів навантажень. Руйнування відбувається за умови повторної упругої деформації. Необхідність оцінки довговічності в області малоциклічної втомленості металоконструкцій будівельних і дорожніх машин пов'язана в основному із створенням конструкцій малої питомої металоемності і збільшенням відносно їх навантажень та застосування універсальних програм для розрахунку напружено-деформованого стану.

Методика та результати рішення задач напружено-деформованого стану (НДС) при дослідженнях зводиться до формування й розв'язку матричного рівняння рівноваги системи виду:

$$[K] \cdot \{\delta\} = \{F\}, \quad (1)$$

де $[K]$ – матриця жорсткості системи; $\{\delta\}$ й $\{F\}$ – вектори вузлових переміщень та навантажень.

При розв'язуванні рівняння (1) визначають переміщення й реакції у вузлах скінченно-елементної моделі. Однак цих результатів недостатньо для формування уявлення про НДС металоконструкцій автокрану, тому результати розрахунків у подальшому обробляються вручну. Конструкції автокранів як правило є незручними для ручної підготовки даних, оскільки, по-перше, вони складаються з великого числа деталей, а по-друге, деталі, що складають металоконструкцію, довільно орієнтовані по відношенню до загальної системи координат, у котрій описується конструкція, що знаходиться наприклад, під кутом до повздовжньої вісі машини.

При пошуку раціонального конструктивного рішення металоконструкції автокрану виникає необхідність модифікувати первісну модель, додаючи чи виключаючи деякі деталі, змінюючи розміри елементів чи групові розміри моделі. Подібні дії вимагають часткової, чи повної переробки вихідних даних, що при їх ручній підготовці призводить до чисельних помилок й вимагає значних витрат праці.

Для прискорення підготовки вихідних даних й аналізу результатів розрахунків доцільно робити засоби автоматизації металоконструкцій автокранів.



Можлива послідовність дій при формуванні скінченно-елементних моделей подана на схемі. Металоконструкції автокрану розчленовано на збірні вузли й деталі. Із сукупності деталей обираються основні й похідні, котрі можуть бути отримані різноманітними перетвореннями основних деталей (змінюю деяких розмірів, додаванням елементів та ін.), після цього формуються скінченно-елементні моделі основних деталей автокрану (наприклад опорно-поворотного кругу).

Перетворення координат:

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} Scx & 0 & 0 \\ 0 & Scy & 0 \\ 0 & 0 & Scz \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} x \\ y \\ z \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

де x, y, z – координати вузла до перетворення; x', y', z' – координати вузла після перетворення; scx, scy, scz – коефіцієнти розтягу вповдовж вісей x, y, z , дозволяють змінювати розміри моделі й отримувати моделі конструкцій автокранів шляхом дзеркального відображення вихідних моделей відносно площин $хоу, хоз, уоз$.

Після того, як описані основні й отримані похідні підконструкції автокрану, здійснюється збирання моделі. Об'єднувані підконструкції можуть розміщуватись у системі координат довільно й для з'єднання їх необхідно зсунути чи повернути таким чином, щоб співпали відповідні опорні поверхні, грані та точки, які належать обом підконструкціям. Подальше перетворення координат призводить до зсуву скінченно-елементних моделей підконструкцій паралельно вісям X, Y, Z й до повороту відносно довільної точки простору:

$$\begin{Bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} c\varphi_y c\varphi_z & -s\varphi_z & s\varphi_y \\ s\varphi_z & c\varphi_x c\varphi_z & -s\varphi_x \\ -s\varphi_z & s\varphi_x & c\varphi_x c\varphi_y \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} (x - x_0) \\ (y - y_0) \\ (z - z_0) \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} (x_c + x_0) \\ (y_c + y_0) \\ (z_c + z_0) \end{Bmatrix}, \quad (3)$$

де x_c, y_c, z_c – переміщення вздовж вісей x, y, z ; x_0, y_0, z_0 – координати центру повороту; $\varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ – кути повороту відносно вісей, паралельних вісям x, y, z й такі, що проходять через центр повороту, тут замість \sin та \cos введені позначення s та c .

Положення підконструкцій у просторі одночасно визначається трьома точками, які називаються базовими, котрі не лежать на одній прямій й належать підконструкції. Об'єднувані базові точки є вузлами скінченно-елементних моделей підконструкцій. Для геометричного об'єднання підконструкцій необхідно і достатньо, щоб координати відповідних базових вузлів об'єднаних підконструкцій співпали. При цьому положення у просторі однієї з підконструкцій (базової) не змінюється, а координати вузлів моделі під'єднуваної підконструкції приводять до базової системи координат.

У загальному випадку число об'єднаних вузлів, що належать кожній з підконструкцій, може бути більше трьох. З них у якості базових обирають три вузла, що не належать одній прямій. Якщо всі об'єднувані вузли лежать на одній прямій, або число об'єднаних вузлів менше трьох, автоматичне обчислювання параметрів перетворення координат приєднуваної підконструкції нездійснене. У цьому випадку приведення координат об'єднаних підконструкцій до однієї системи слід виконувати вручну, за допомогою перетворення (3).

Якщо конструкція автокрану зводиться до шарнірно-зчленованого механізму замикаючими ланцюгами змінної довжини, зокрема, гідроциліндрами, такий механізм необхідно розділити на ланцюги, для кожного з котрих виконуються геометричні перетворення за допомогою рівняння (3). Після перерахування координат всіх ланцюгів збирається модель. При цьому фактично новим є тільки масив опор координат вузлів. Управління перетворення координат здійснюється автоматично або вручну. Програму перетворення координат ланцюгів розроблено для кожного конкретного механізму автокрану. Засобом контролю на всіх етапах підготовки вихідних даних є графічне зображення моделі.

Найбільш швидким способом розв'язку матричного рівняння (1) є прями метод виключення невідомих з автоматичною нумерацією вузлів скінченно-елементної моделі [1]. Аналіз існуючих методів автоматичної нумерації вузлів, проведений у роботі [2], показав, що ітераційні алгоритми хоча і є найбільш розповсюдженими, не дозволяють отримати задовільне рішення (розв'язок) для моделі пластини, яка пронумерована в подовж довгої сторони [3] – випадку, найбільш характерного для моделей автокранів. Алгоритм [4] дозволяє розв'язувати цю задачу, і є зараз найбільш ефективним для моделей металоконструкцій автокранів (рис. 1).

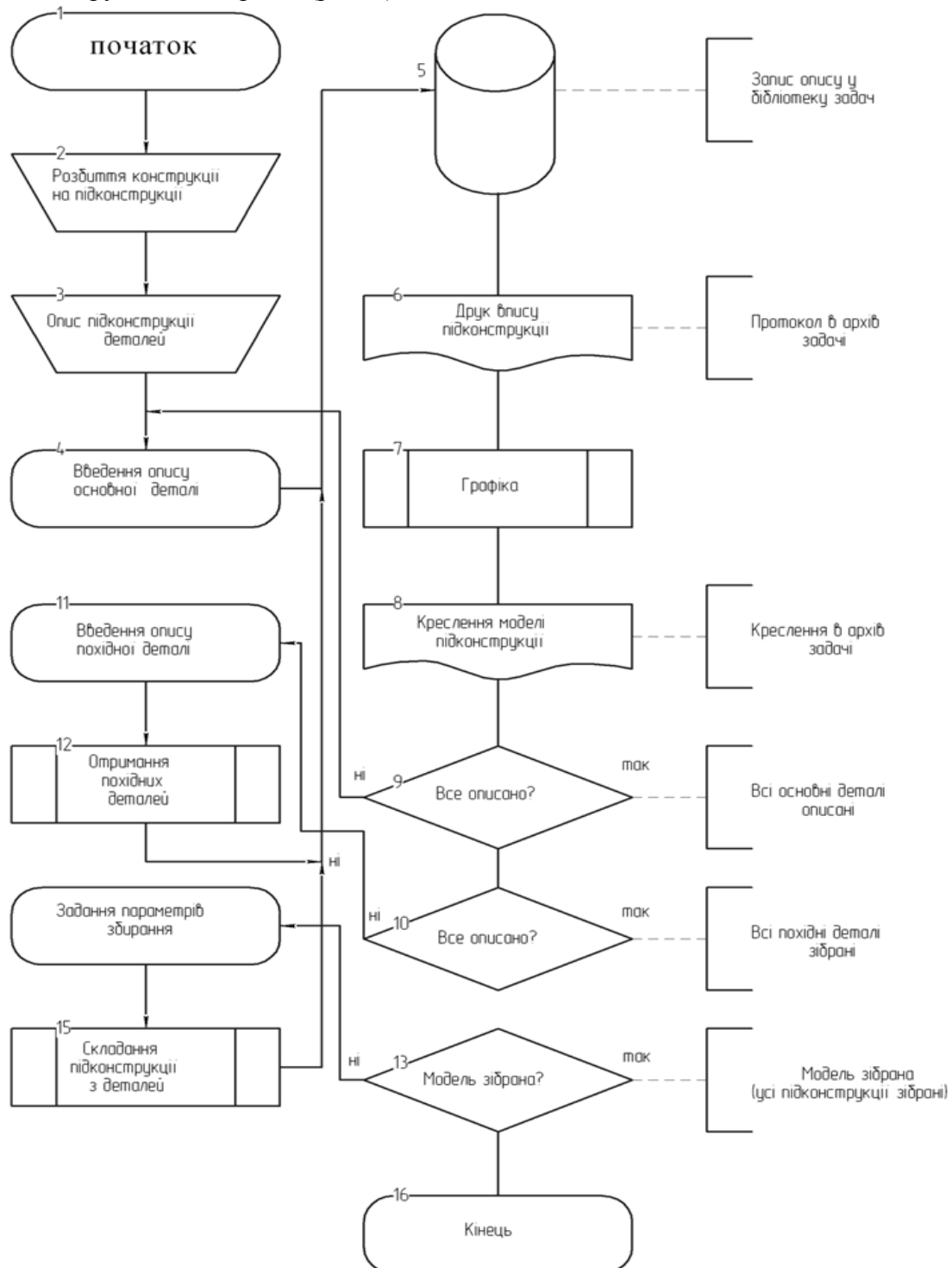


Рисунок 1. Блок-схема алгоритму формування складних скінченно-елементних моделей автокранів.



Заключним етапом розрахунку НДС металокопструкцій автокранів є аналіз результатів. На цьому етапі оцінений напружений стан у точці металокопструкцій (у даному випадку в елементі) й напружений стан всієї металокопструкції. Об'ємний напружений стан у точці копструкції визначається через еквівалентне напруження. При цьому результати розрахунків легко аналізувати.

Еквівалентні напруження у стрижнях типових перерізів (прямокутних та трикутних, суцільних або тонкостінних замкнених) за четвертою теорією міцності [5] обчислюють за допомогою формули:

$$\delta_e = \sqrt{\delta^2 + 3\tau^2}. \quad (4)$$

Спочатку визначаємо напруження у кількох точках, які лежать по зовнішньому периметру перерізів на початку й кінці стрижня. З отриманих значень обирають найбільше.

Для оцінки напруженого стану пластин використовуємо приведені октаєдричне напруження [5]:

$$\delta_e = \sqrt{\delta_1^2 + \delta_2^2 - \delta_1 \cdot \delta_2}, \quad (5)$$

де δ_1, δ_2 – головні напруження.

Розрахункові напруження, діючі у центрі маси пластини на верхній та нижній гранях. З отриманих значень обирають найбільше.

Для оцінки завантаженого елемента можна використати коефіцієнт завантаження елемента щодо можливого (припустимого) напруження:

$$k_{ei} = \frac{\delta_{ei}}{[\delta_i]}, \quad (6)$$

де δ_{ei} – максимальне напруження, діюче в елементах; $[\delta_i]$ – припустиме напруження для елемента i .

Середнє напруження у моделі ($\bar{\delta}_e$) й середній коефіцієнт завантаження моделі металокопструкції (\bar{k}_e) дозволяють оцінити завантаженість металокопструкції в цілому для одного навантаження:

$$\bar{\delta}_e = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \delta_{ei}; \bar{k}_e = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n k_{ei}, \quad (7)$$

де n – число елементів у моделі.

Аналогічно показники введені для оцінки напруженого стану металокопструкції при декількох навантаженнях:

$$\bar{\delta}_e^{\max} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n \delta_{ei}^{\max}; \bar{k}_e^{\max} = \frac{1}{n} \cdot \sum_{i=1}^n k_{ei}^{\max}, \quad (8)$$

де δ_{ei}^{\max} – найбільше серед навантажень (всіх) напружень у елементі i ; k_{ei}^{\max} – найбільший серед всіх навантажень коефіцієнт завантаження елемента i :

$$k_{ei}^{\max} = \frac{\delta_{ei}^{\max}}{[\delta_i]}. \quad (9)$$

Креслення моделі у деформованому стані з виділенням на ньому «перевантажених» й «малонавантажуваних» елементів є найбільш природною формою представлення результатів аналізу НДС металокопструкцій автокранів. Гістограми розподілу числа елементів по інтервалам завантаження δ_e, k_e дозволяють визначити характер навантажень металокопструкцій (рівномірна вона чи ні і т.п.).

З метою реалізації описаного алгоритму розроблений комплекс програм для скінченно-елементних моделей й аналізу результатів розрахунку напружено-деформованого стану складних металокопструкцій автокранів. У комплекс входять програми, які мають наступне призначення: складання моделі з під копструкцій; розбірка моделей на під копструкції; поворот – перенесення системи координат під копструкцію чи

моделі в цілому; розтяг – стиснення підконструкції чи всієї моделі впродовж вісей x, y, z (отримання дзеркальних відображень); розрахунок маси моделі; розрахунок напружень у елементах; аналіз напружень; графічне зображення моделі та результатів НДС.

Зв'язок між програмами комплексу здійснюється через набори даних. Для всіх наборів даних (вхідних і вихідних) і, зокрема, для опису скінченно-елементної моделі, прийнятий єдиний (уніфікований) формат. Для зв'язку з програмою дані уніфікованого формату перетворюються у вхідний формат програми, а результати розрахунку – в уніфікований формат за допомогою спеціальних програм перекодування – обміну. Цим самим досягається незалежність комплексу від конкретної програми.

Висновки.

1. Досвід експлуатації металоконструкцій автокранів при аналізі НДС показує адекватність результатів отриманих при розрахунках і в реальних конструкціях.
2. Застосування розробленої методики дозволяє здійснювати аналіз металоконструкцій автокранів та автоматизувати їх розрахунок.

Література

1. Ряхин В.А. Прогнозирование ресурса металлических конструкций строительных и дорожных машин. «Строительные и дорожные машины», М., Стройиздат, 1994, №4 с. 24-27.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – К.: Наукова думка, 1988. – 736с.

УДК 621.928.23

С.В. Орищенко, аспірант КНУБА

ЕКСПЕРЕМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОЧИХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТА

Актуальність проблеми та аналіз досліджень. Експериментальні дослідження зазвичай мають мету перевірки результатів теоретичних досліджень в частині обґрунтування моделі, адекватності теоретичних і експериментальних величин робочого процесу: амплітуди, швидкості коливань, ефективності просіювання, енерговитрат [1,2,7,9]. Ці дослідження головним чином відносяться до за резонансних вібрмашин для яких характерні відносно великі значення частот коливань ($f=50$ Гц) і малі амплітуди ($X_0=5-7$ мм). Такі режими, як правило, відповідають безвідривному руху часток для грохота, а для резонансних грохотів, що широко застосовувалися в гірничій промисловості [7,8] характерними є низькі частоти ($f=3-8$ Гц) та високі значення амплітуди коливань ($X_0=15-16$ мм). В будівельній галузі експериментальні дослідження резонансних грохотів значно менше. Задачею даних досліджень є оцінка ефективності за енергетичним критерієм запропонованої конструкції грохота [6], та встановити раціональні розміри просівальної поверхні та параметри.

Методикою досліджень передбачено аналіз критеріїв оцінки ефективності та енергоємності грохотів, оцінка їх значень, створення лабораторного грохоту, проведення дослідів на грохоті.

Для оцінки робочих параметрів та режимів роботи застосовується низка параметрів для вібраційних машин [1,3,4,8,9] та при проектуванні машин різного технологічного призначення [5].

У якості контрольного критерія оцінки ефективності роботи грохота приймається енергетичний (K_e), що являє собою відношення енергії на переміщення матеріалу (E_M) до маси матеріалу (m_M), що знаходиться на грохоті

$$K_e = E_M / m_M \quad (1)$$

Для проведення дослідів була розроблена та створена модель вібраційного грохота (рис.1).

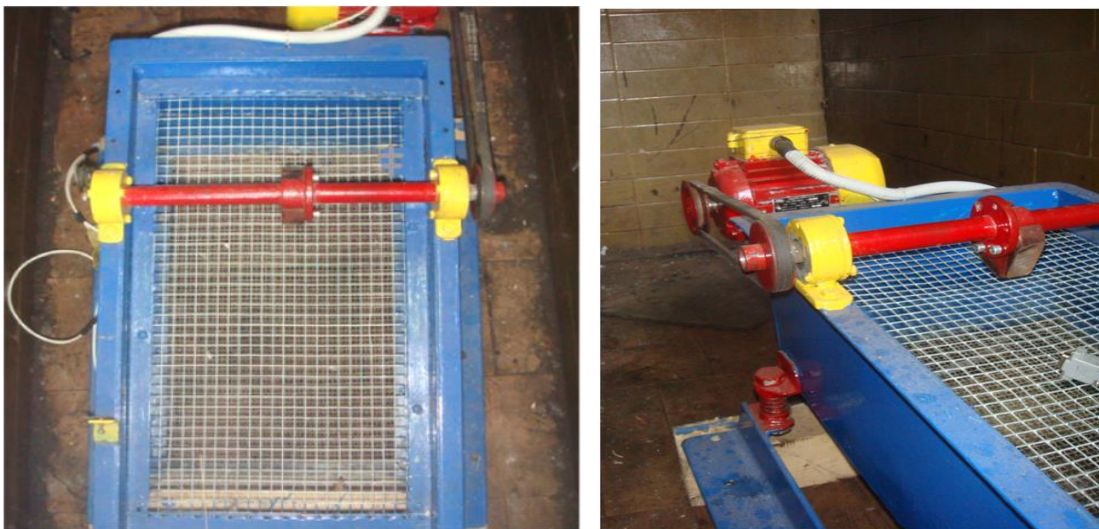


Рисунок 1. Конструкція грохота.

Грохот складається з в якому розташовані два сита. Коливання здійснюються за допомогою вібратора із дебалансом, який приводиться в рух електродвигуном зі зміним числом обертів. Жорсткість опор грохота підбирається із умови роботи грохота в резонансному режимі. При проведенні експериментальних досліджень використовувалися

сірий граніт та мрамур, що являють собою щєбінь фракцій 0...10 мм, Замірялися амплітуда і частота коливань, час просіювання, струм і напруження. Кількість матеріалу на верхньому і нижньому ситі визначалися на вагах після закінчення дослідів.

Для забезпечення необхідної точності вимірів кожний дослід і, відповідно, виміри параметрів проводилися кілька раз. Кількість дослідів залежала від величини тренда вимірюваного параметра. Якщо відносна розбіжність вимірюваної величини не перевищував 10 %, то число дослідів у кожній точці ухвалювалося рівним 5...8. При більшій величині відхилення число дослідів у кожній точці збільшувалося до такої кількості, яка при надійності 0,95 забезпечувало необхідну точність інженерних розрахунків.

Важливим параметром є значення статичного і кінематичного коефіцієнта тертя матеріалу, який визначили за допомогою динамометра.

Коефіцієнт тертя матеріалу з робочим органом грохота визначався в такий спосіб:

Робоча поверхня короба мала горизонтальне положення і являла собою сталевий лист. На робочій поверхні короба жорстко закріплювалися два упори перпендикулярно напрямку руху куска матеріалу; досліджуваний кусок матеріалу притискався до упору через маркер, який у момент початку руху куска падав на робочий орган. Рух куска матеріалу починався в той момент, коли робочий орган перебував у верхньому (рух вперед) або нижньому (рух назад) положенні. У цьому положенні робочий орган має максимальне прискорення й сила інерції рівна по модулю силі тертя.

Використовуючи умову рівноваги куска матеріалу в момент початку руху, коефіцієнти тертя визначали, відповідно, з рівнянь:

а) при русі робочого органа вперед (по ходу переміщення)

$$f_{i1} = (\dot{A}_0 \omega^2 \cos \beta)(g - A_0 \omega^2 \sin \beta)^{-1} \quad (2)$$

б) при русі робочого органа назад

$$f_{i2} = (A_0 \omega^2 \cos \beta)(g + A_0 \omega^2 \sin \beta)^{-1}, \quad (3)$$

де A_0 - амплітуда коливань робочого органа, мм;

ω - кутова частота власних коливань робочого органа, рад./с;

β - кут вібрації, град.;

g - прискорення вільного падіння, мм/с².

В ході експерименту визначилися: вплив амплітуди коливань робочого органа й фактора режиму роботи на швидкість безвідривного переміщення матеріалу; енерговитрати на переміщення матеріалу при різних навантаженнях робочого органа й факторах режиму роботи; Визначення залежності узагальненого критерію енергетичної ефективності від величини маси й швидкості її переміщення.

Швидкість переміщення матеріалу при факторів режиму менше одиниці суттєво, залежить від величини коефіцієнта тертя, який змінюється випадковим образом.

У зв'язку із цим у першій серії дослідів нами був вивчений вплив вібрації на величину статичного й кінематичного коефіцієнтів тертя.

В табл. 1 наведені результати експерименту по визначенню коефіцієнтів статичного тертя матеріалу з сталлю при різних нормальних до площини транспортування прискореннях.

Таблиця 1. Коефіцієнти статичного тертя матеріалів по сталі.

№	Рух РО вперед		Рух РО назад		Наклонна площина f_{i0}	Матеріал
	f_{i1}	$a, м/с^2$	f_{i2}	$a, м/с^2$		
1	0,46-0,63	7,3-7,7	0,40-0,36	12,5-12,6	0,39-0,45	Мрамур
2	0,61-0,63	7,2-7,4	0,37-0,40	12,3-12,6	0,31-0,39	Кварц
3	0,39-0,48	7,8-8,1	0,40-0,44	12,6-13,0	0,27-0,35	Граніт

В результаті експериментальних досліджень встановлено, що відношення кінематичного коефіцієнта тертя до статичного для досліджуваних матеріалів становить 0,61...0,82. Результати експериментів, показують, що на швидкість безвідривного переміщення матеріалу впливають амплітуда й частота коливань. На рис.2 наведений графік залежності швидкості руху матеріалу по горизонтальній віброуючій сталевій плиті від амплітуди її коливань при постійній частоті, яка дорівнює 4 Гц.

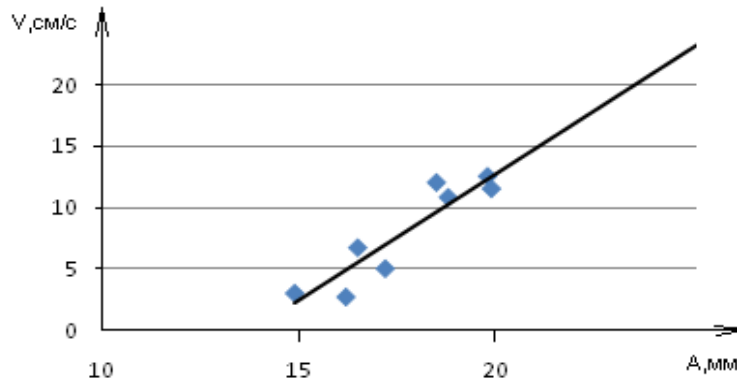


Рисунок 2. Залежність швидкості руху граніту від амплітуди коливань.

Статистична обробка результатів експерименту дозволила одержати регресійне рівняння

$$V = 2,01A - 27,1 \quad (4)$$

де V - см/с, A - мм.

Кореляційне відношення даного рівняння дорівнює 0,89, що свідчить про наявність істотного зв'язку між амплітудою коливань і швидкістю переміщення матеріалу. Рівняння адекватно описує процес при зміні амплітуди в межах на рис.2.

На рис. 3 наведена залежність швидкості переміщення матеріалу від амплітуди коливань при частоті 3 Гц.

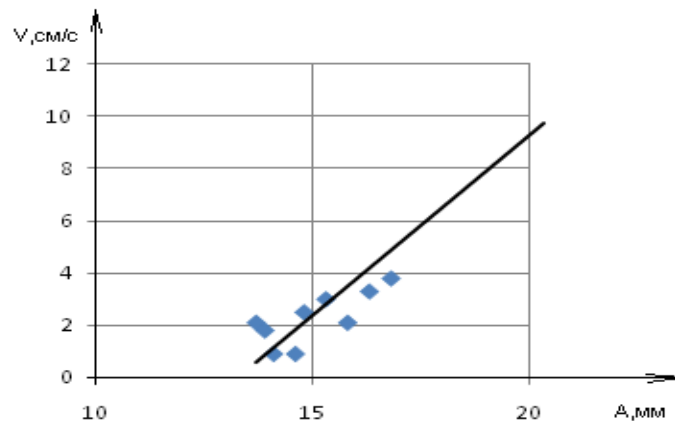


Рисунок 3. Залежність швидкості руху граніту від амплітуди коливань при постійній частоті 3 Гц.

У результаті статистичної обробки експерименту отримане наступне регресійне рівняння:

$$V = 0,91A - 11,2 \quad (5)$$

де V - см/с, A - мм.

Це рівняння справедливо при зміні амплітуди від 12 до 25 мм. Кореляційне відношення, рівне 0,74, свідчить про наявність суттєвого зв'язку між амплітудою коливань і швидкістю руху матеріалу.

Найважливішим параметром, що характеризують режим транспортування матеріалу, є витрати енергії безпосередньо на її переміщення. Аналітично визначити режим роботи

машини при випадковій зміні коефіцієнта тертя практично неможливо. В зв'язку з цим на лабораторній установці були проведені експерименти по визначенню витрат енергії на транспортування матеріалу. Обробка результатів (рис.4) дала можливість

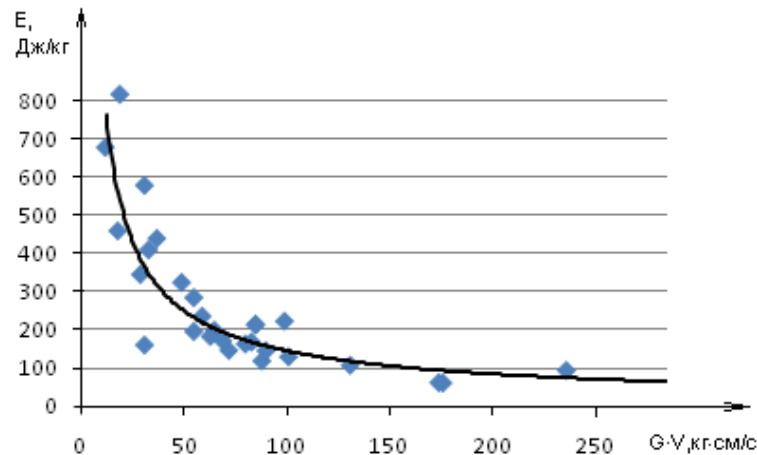


Рисунок 4. Залежність енергетичного критерію від добутку маси вантажу на швидкість його переміщення.

регресійну залежність енергетичного критерію від добутку маси вантажу на швидкість його переміщення має вигляд

$$\hat{E}_\delta = 7900(m_{cp}V)^{-0,85}, \quad (6)$$

де K_p - Дж/кг; $m_{cp}V$ - кг·м/с.

Висновки.

1. Розроблена та виготовлена експериментальна установка дозволила визначити основні параметри робочого процесу які будують використані при розробці методів розрахунку грохотів.
2. Швидкість переміщення матеріалу по грохоту при постійній амплітуді коливаний робочого органа нелінійно зростає зі збільшенням фактора режиму роботи.
3. Енерговитрати на переміщення матеріалу по грохоту суттєво зростають як при зниженні швидкості й постійній величині матеріалу, так і при зростанні швидкості й зменшенні величини маси матеріалу.

Література

1. Биховський І.М. Основи теорії вібраційної техніки.-М.: Машинобудування. 1969.-142с.
2. Гончаревич І.Ф., Фролов К.В., Теорія вібраційної техніки і технології.-М.: Наука, 1981.-320с.
3. Крюков Б.І. Динаміка вібраційних машин резонансного типу.-К.: Наукова думка. 1967-212с.
4. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. К.: КНУБА 1999.-488с.
5. Назаренко І.І. Системний аналіз технічних конструкцій. К.: КНУБА. 2009.-63с.
6. Назаренко І.І., Дедов О.П., Орищенко С.В., Резонансний вібраційно-ударний грохот.
7. Потураєв В.Н., Франчук В.П., Червоненко А.В., Вібраційно транспортуючі машини.-М.: Машинобудування 1964.-214с.
8. Потураєв В.Н., Франчук В.П., Надутий В.П., Вібраційна техніка і технології в енергоємних виробництвах-Днепропетровск. НГА України. 2002-186с.
9. Співаковський А.О., І.Ф. Гончаревича. Гірничо транспортні вібраційні машини.-М.: Вуглетехіздат. 1959.-219с.



Технологія і організація виробництва

УДК 339.03:658.015.

Г.В. Лагутін д.т.н., доц.,
О.А. Тугай, д.т.н., доц.,
В.О. Поколенко, д.т.н., проф.,
Н.О. Борисова, доц.,
Д.О. Приходько, асист.,
Ю.А. Чуприна, асист.

„МЕРЕЖА-БУД-ІННОВАЦІЯ” – АНАЛІТИЧНИЙ ІНСТРУМЕНТ АДАПТАЦІЇ ЗМІСТУ ТА КОНСТРУКЦІЇ СІТЬОВИХ МОДЕЛЕЙ СПОРУДЖЕННЯ ОБ’ЄКТІВ ДО УМОВ ДІЯЛЬНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ КОМПАНІЙ У УМОВАХ КРИЗИ

В якості змістовно-конструктивної основи ресурсно-календарної, організаційно-технологічної моделі підготовки будівництва та спорудження об’єктів обрано сітьову модель „роботи-дуги”, яка добре апробована практикою ресурсно-календарного та організаційно-технологічного моделювання в будівництві.

Елементарною одиницею даної моделі є базовий елемент сітьової моделі „роботи-дуги”. Зазначений елемент – lm -та робота - є дугою (сполученням) між подіями початку (l) та завершення (m) даної роботи. Для кожного lm -го елемента моделі розраховуються певні параметри:

l - індекс моменту (події) початку даної роботи;

m - індекс моменту (події) завершення даної роботи;

T_l^p, T_m^p - ранні терміни настання відповідно початкової (i) та завершальної (j) подій роботи;

T_l^n, T_m^n - пізні терміни настання початкової та завершальної подій роботи;

t_{lm}, W_{lm} - тривалість та кошторисна вартість роботи;

h - індекс події, від якої до початкової події даної роботи проходить траєкторія найбільшої тривалості;

q - індекс події, від якої до завершальної події даної роботи проходить траєкторія найбільшої тривалості;

$r_{нов}$ - повний резерв lm -тої роботи;

$r_{віль}$ - вільний резерв даної роботи.

Однак традиційну модель (т.зв. просту детерміновану часову) типу роботи було піддано значним інноваціям, щоб адаптувати цей тип моделі до вимог та потребдіяльності будівельних організацій в умовах кризи. Визначальними інноваціями розробленої сітьової моделі „Мережа-буд-інновація” є :

- значне розширення складу та оновлення змісту параметрів моделі з метою пристосування до потреб створюваної структури;
- розробка альтернативних епюр виконання БМР для окремих дуг за підсумками оцінки господарської діяльності організацій-виконавців. Тип епюри та інтенсивність розподілу темпів виконання БМР по окремих роботам поставлено у відповідність щодо підсумків оцінки провідного виконавця по цій роботі

➤ розширення складу та змісту параметрів сітьової моделі - і стосовно подій ,

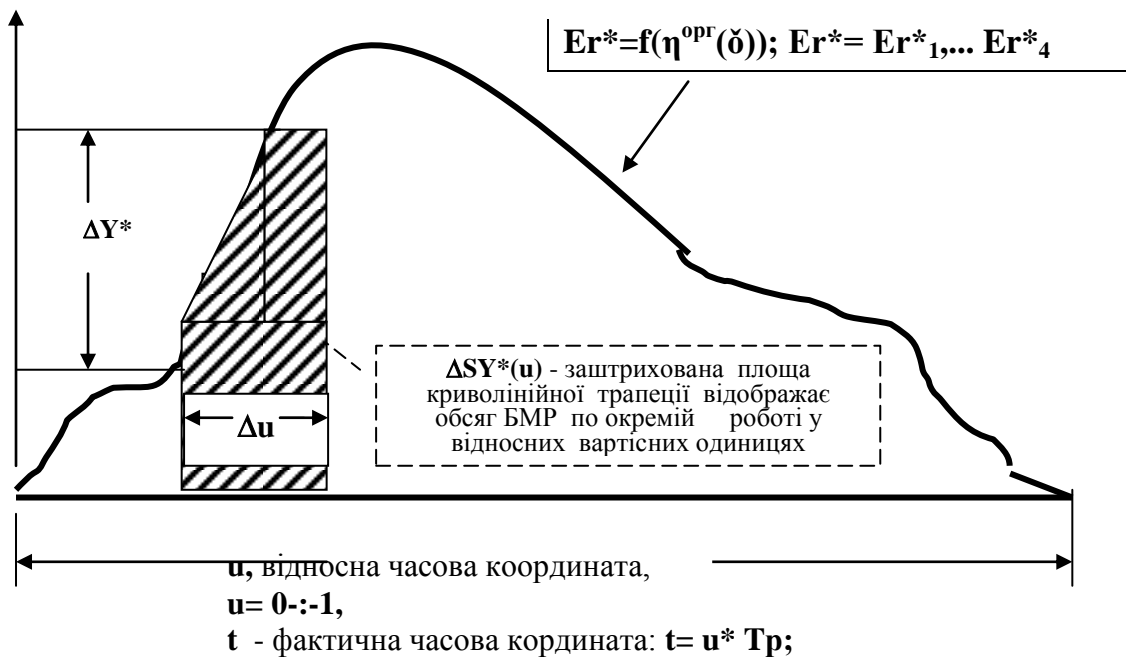


Рисунок 1. Епюра інтенсивності виконання БМР в межах відносних координат локального елемента сітьової моделі „Мережа-буд-інновація”.

і стосовно основ дуг локальних елементів.

Стандартний елемент сітьової моделі „Мережа-буд-інновація” подано на рис.2. До складу параметрів подій сітьової моделі „БОІНГ-буд-мережа” включено :

- 1) α - порядковий номер початкової події роботи;
- 2) β - порядковий номер завершальної події ;
- 3) $TRP(\alpha), TRP(\beta)$ - часові координати раннього настання відповідно початкової та завершальної подій $\alpha\beta$ -роботи;
- 4) $TPI(\alpha), TPI(\beta)$ - часові координати пізнього настання відповідно початкової та завершальної подій $\alpha\beta$ -роботи; $Dvx(\alpha)$ - кількість вхідних дуг від інших подій до події α ;
- 5) $Dvix(\alpha)$ кількість вихідних дуг від події α до інших подій ;
- 6) $Mvx(\alpha)$ - масив індексів подій, для яких подія є завершальною подією роботи;
- 7) $Mvix(\alpha)$ - масив індексів завершальних подій, до яких від події як початкової спрямовуються дуги (роботи);
- 8) $Дод_{vx}^t(\alpha)$ - масив додаткових технологічних умов щодо дуг, які для події α є вхідними;
- 9) $Дод_{vx}^w(\alpha)$ - масив додаткових технологічних умов щодо дуг, які для події α є вхідними;

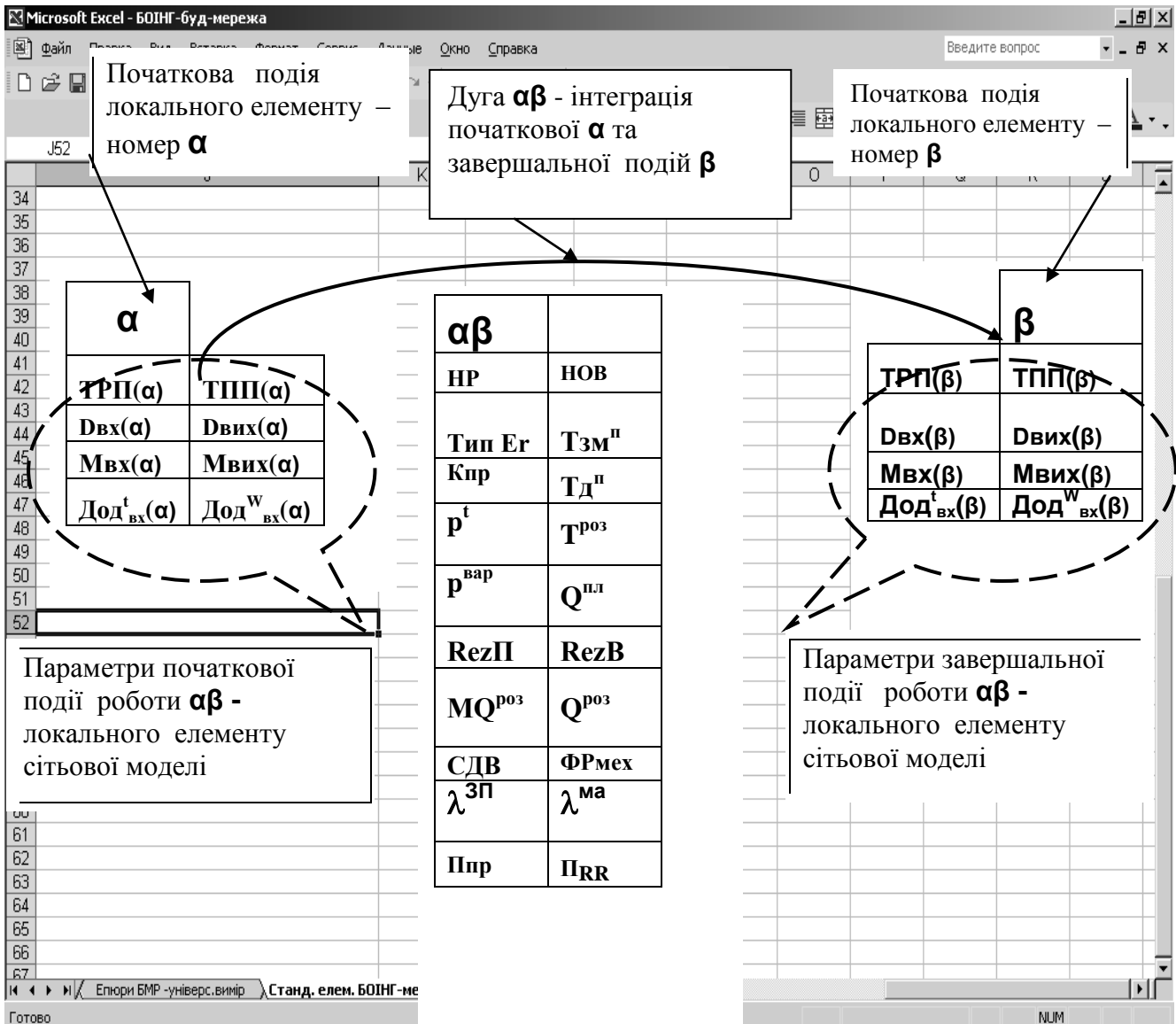


Рисунок 2. Стандартний елемент сітрової моделі „Мережа-буд-інновація”.

До складу параметрів дуги $\alpha\beta$ -локального елемента сітрової моделі включено 19 параметрів наступного змісту :

- 1) $\alpha\beta$ - шифр роботи;
- 2) НР – назва роботи;
- 3) Тип Ер -тип моделі епюри розподілу інтенсивності виконання БМР у відносних координатах (рис.1);
- 4) кількість працюючих при виконанні даної роботи;
- 5) $T_{зм}^{пл}$ - планова (нормативна, директивна) тривалість виконання роботи у робочих змінах;
- 6) $T^{пл}$ – планова (нормативна, директивна) тривалість виконання роботи у робочих днях;
- 7) $Q^{пл}$ - планова (нормативна, директивна) кошторисна вартість виконання даної роботи, тис.грн. ;
- 8) $T^{роз}$ - розрахункова тривалість виконання роботи, робочі дні;

- 9) Q^{p03} - розрахункова кошторисна вартість виконання даної роботи, тис.грн.;
- 10) χ^t - очікуване зростання тривалості БМР, розрахований як функція, аргументом якої є підсумкова оцінка оцінки виробничо-технологічної надійності організації-виконавця даної роботи $\chi^t = f(\eta^{opr}(\delta))$, індекс приросту,
- 11) $\chi^{var} = f(\eta^{opr}(\delta))$ - очікуване зростання кошторисної вартості БМР, розрахований як функція індекс приросту;
- 12) $Rez\Pi$ - повний резерв даної роботи, робочі дні ;
- 13) $RezB$ - вільний резерв роботи, робочі дні;
- 14) MQ^{p03} - розрахункова вартість експлуатації всіх машин та механізмів по даній роботі, тис.грн.;
- 15) $\lambda^{3\Pi}$ - зарплатоємність організації-виконавця по даній роботі, %;
- 16) λ^M - матеріалоємність даної роботи, %;
- 17) $\Pi^p(\delta)$ - розрахунковий прибуток δ -ї організації-виконавця по даній роботі;
- 18) Розрахунковий прибуток рентабельності реалізації при виконанні δ -ю організацією БМР по даній роботі;
- 19) очікувана еюра розподілу інтенсивності виконання БМР у фактичних часових та вартісних координатах.

Стислий математичний опис процесу параметрів подій та дуг сітьової моделі „Мережа-буд-інновація” подано системою (1) –(13):

$$\begin{aligned} \delta &= 1, 2, \dots, N^{ГC} \longrightarrow |\eta^{opr}(\delta)| & (1) \\ ||M(\delta, \alpha\beta)|| \&\& |\eta^{opr}(\delta)| \longrightarrow |Er^*(\alpha\beta)| & (2) \\ \chi^t(\alpha\beta) &= 1, 2767 * e^{-0.0069 * \eta_{opr}} & (3) \\ \chi^{var}(\alpha\beta) &= -0,00001 * \eta_{opr}^4 - 0,0002 * \eta_{opr}^3 - 0,0049 * \eta_{opr}^2 + 0,0212 * \eta_{opr} + 1,132 & (4) \\ T^{p03}(\alpha\beta) &= \chi^t(\alpha\beta) * T^{П.Л}(\alpha\beta) & (5) \\ Q^{p03}(\alpha\beta) &= \chi^{var}(\alpha\beta) * Q^{П.Л}(\alpha\beta) & (6) \\ T^{p03}(\alpha\beta) &= \chi^t(\alpha\beta) * T^{П.Л}(\alpha\beta) & (7) \\ TPI(\alpha) &= \max |TPI(\rho)| + T^{p03}(\rho\beta), \geq |Дод^t_{вх}(\alpha)| & (8) \\ TPI(\beta) &= \max \{ TPI(\alpha) + T^{p03}(\alpha\beta) \text{ або } |TPI(\sigma) + T^{p03}(\sigma\beta)| \geq |Дод^t_{вх}(\beta)| \} & (9) \\ TPII(\beta) &= \min |TPII(\gamma) - T^{p03}(\alpha\beta)|, \geq |Дод^t_{вих}(\beta)| & (10) \\ TPI(\alpha) &= \min \{ TPII(\beta) - T^{p03}(\alpha\beta) \text{ або } |TPII(\kappa) - T^{p03}(\kappa\beta)| \geq |Дод^t_{вих}(\alpha)| \} & (11) \\ Rez\Pi(\alpha\beta) &= TPII(\beta) - TPI(\alpha) - T^{p03}(\alpha\beta) & (12) \\ RezB(\alpha\beta) &= TPII(\beta) - TPI(\alpha) - T^{p03}(\alpha\beta) & (13) \end{aligned}$$

де δ - порядковий номер альтернативи організаційно-технологічної моделі будівництва (реконструкції, модернізації капремонту) об'єкту;

N_{δ} - кількість локальних елементів (робіт-дуг) в даній δ -й альтернативі моделі організації будівництва;

$N^{ГC}$ - кількість генпідряних та спеціалізованих будівельних організацій в остаточному переліку БОІНГ на виконання обсягів БМР по даному проекту;

$M(\delta, \alpha\beta)$ - масив, що здійснює ідентифікацію між δ -номером організації та шифрами $\alpha\beta$ -локальних елементів ;

$\eta^{opr}(\delta)$ - підсумкова бальна оцінка організації за моделлю, поданою в пр.б.1.;

ρ - індекс початкових подій робіт-дуг, завершальними подіями яких є α - початкова подія даної роботи $\alpha\beta$;

σ - індекс початкових подій робіт-дуг, завершальними подіями яких є β - завершальна подія даної роботи $\alpha\beta$;

κ - індекс завершальних подій робіт-дуг, початковою подією для яких є α - початкова подія даної роботи $\alpha\beta$;

γ - індекс завершальних подій робіт-дуг, початковою подією для яких є β - завершальна подія даної роботи $\alpha\beta$.

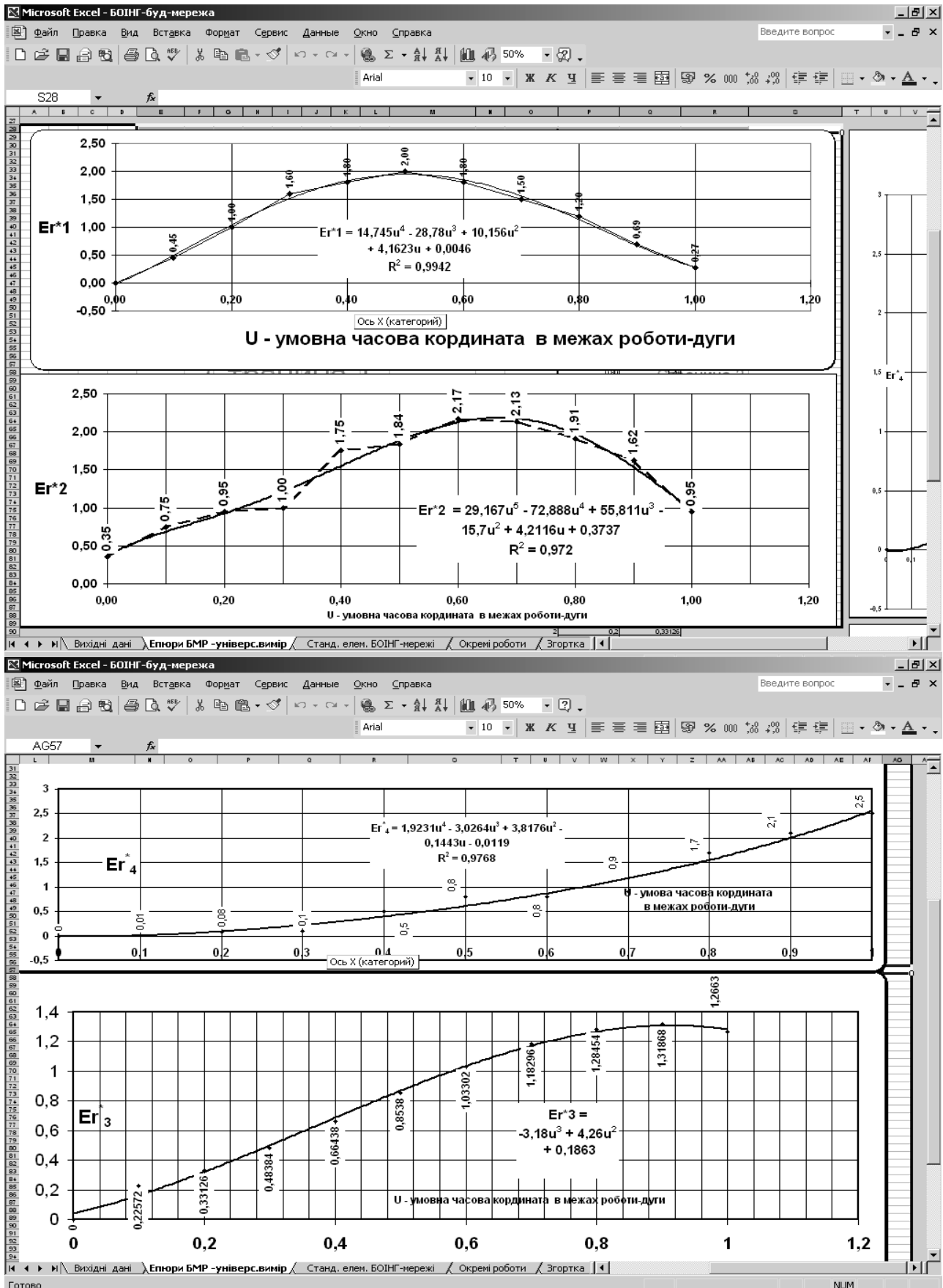


Рисунок 3. Чотири типи локальних моделі епюр розподілу інтенсивності виконання БМР у відносних координатах, в залежності від оцінки організації- виконавця.

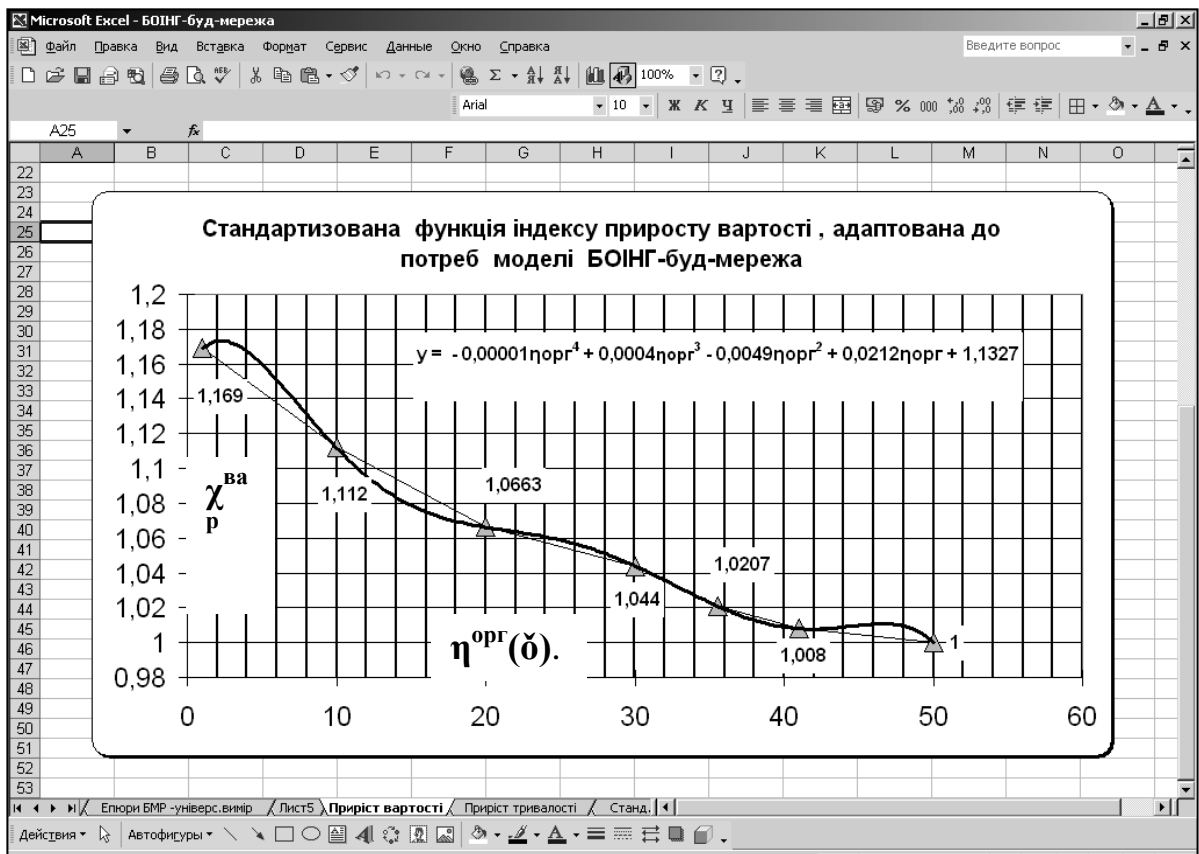


Рисунок 4. – Розрахунок індексу зростання вартості БМР як функції $\eta^{ор}(\delta)$.

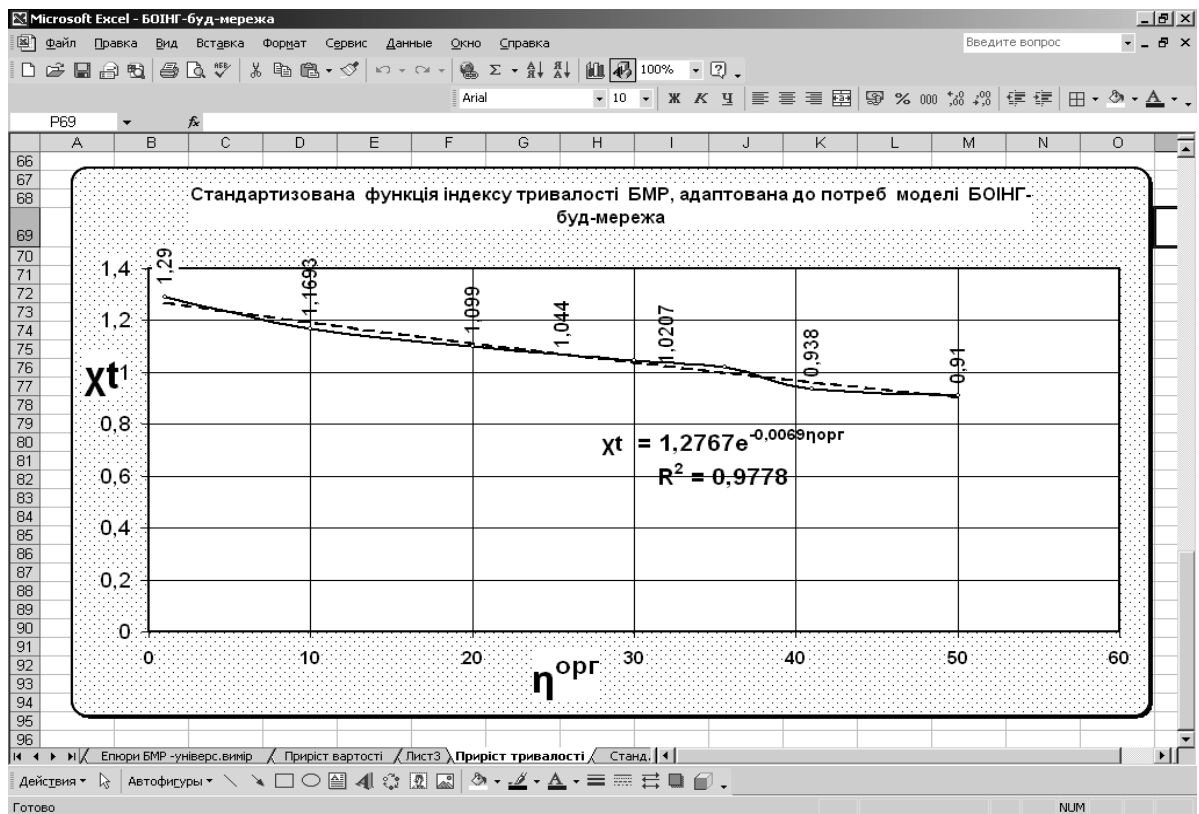


Рисунок 5. – Розрахунок індексу зростання тривалості БМР як функції $\eta^{ор}(\delta)$.

Рівняння (1) описує процедуру формування переліку генпідряних та спеціалізованих будівельних організацій БОІНГ на виконання обсягів БМР по даному проекту в кількості N^{GC} та складання вектору оцінок $|\eta^{opr}(\delta)|$ цих організацій за даними попередньо проведеної оцінки конкурентоспроможності виконавців. В залежності від одержаної кожним виконавцем оцінки відповідні програмні блоки - див. рівняння (2) – для даної альтернативи організаційно-технологічної моделі \hat{a} автоматично, за допомогою масиву $M(\delta, \alpha\beta)$, забезпечують відповідність між переліком виконавців та шифрами робіт визначають один з чотирьох типів Er^* моделі епюри розподілу інтенсивності виконання БМР.

Одержана оцінка дає підстави наблизити модель до реальної ситуації на будмайданчику (див. рівняння (3) – (7)) - перейти від нормативних значень тривалості $T^{ПЛ}(\alpha\beta)$ та кошторисної вартості БМР $Q^{ПЛ}(\alpha\beta)$ по кожній з $\alpha\beta$ -робіт до розрахункових $T^{роз}(\alpha\beta)$, $Q^{роз}(\alpha\beta)$ – через відповідні індекси приростів : $\chi^t(\alpha\beta)$ та $\chi^{вар}(\alpha\beta)$. Для розрахунку цих приростів розроблено стандартизовані функції. Рівняння (8) та (9) відображають процес розрахунку ранніх термінів настання подій з врахуванням вимог, що накладаються масивами додаткових технологічних умов $|Дод^t_{вх}(\alpha)|, |Дод^t_{вх}(\beta)|$ для кожної з подій даної роботи. Ці додаткові умови позабляють від необхідності впровадження фіктивних робіт для опису технологічних перерв чи інших потреб використання часу без застосування МТП. Додаткові вартісні умови $|Дод^{вар}_{вх}(\alpha)|, |Дод^{вар}_{вх}(\beta)|$ навпаки, визначають додаткові потреби у матеріально-технічному забезпеченні будови - визначають додатковий обсяг капіталовкладень, що мають бути внесені до настання даної події.

Аналогічно (див. (10) та (11)) пізні терміни настання подій ТПП підлягають оцінці щодо масивів вихідних технологічних $|Дод^t_{вих}(\alpha)|, |Дод^t_{вих}(\beta)|$ та вартісних $|Дод^{вар}_{вих}(\alpha)|, |Дод^{вар}_{вих}(\beta)|$ умов.

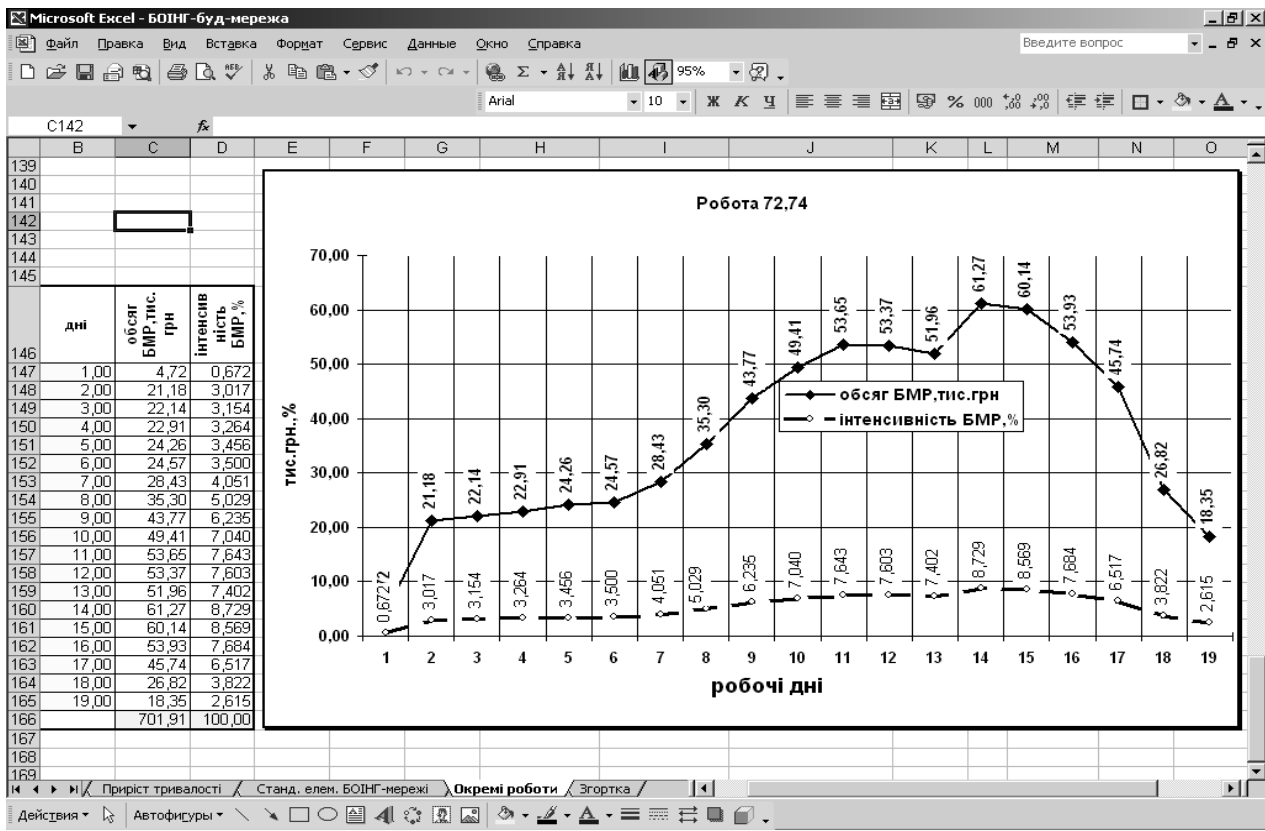


Рисунок 6. Фактична епюра виконання БМР по роботі-дузі моделі „Мережа-буд-інновація”.

З врахуванням розрахункових значень тривалості оцінюють повний **RezΠ(αβ)** та вільний **RezB(αβ)** резерви виконання БМР по кожній з робіт – див. (12), (13).

Розрахунок всіх параметрів подій та дуг для **αβ**-локального елемента альтернативи сітьової моделі БОІНГ-буд-мережа дає підстави прив'язати ці параметри до відносних часових та вартісних координат обраного варіанту епюри **Er*** і одержати модель фактичної інтенсивності БМР.

В такий спосіб розраховуються всі локальні елементи сітьової моделі, далі програмний блок „Згортка” забезпечує сполучення окремих дуг в єдину організаційно-технологічну модель підготовки та організації будівництва для потреб діяльності будівельної компанії в умовах кризи. Здійснивши аналогічні процедури, одержують кілька альтернатив сукупної організаційно-технологічної моделі.

Література

1. Лагутін Г.В. Адаптація критеріально-розрахункової основи моделей організації будівництва до потреб діяльності будівельних освітньо-інжинірингових груп.//Науково-технічний збірник «Містобудування і територіальне планування».-Вип.31.- С.188-193.
2. Лагутін Г.В. Науково-теоретичне та інформаційно-програмне забезпечення діяльності освітньо-інжинірингових груп на ринку підготовки та впровадження комплексу галузевих інвестиційних проектів.// Науково-технічний збірник „Науковий вісник будівництва”.- Вип.48.- АБ України, ХДТУБА, 2008.- С. 352-360.
3. Лагутін Г.В. Аналітичне забезпечення діяльності будівельних освітньо-інжинірингових груп.// Збірник наукових праць «Шляхи підвищення ефективності будівництва».-Вип.19. - К: КНУБА, 2008.-С.149-161.
4. Лагутін Г.В. Організаційно-технологічна модель моніторингу динаміки ліквідності активів будівельного проекту в процесі підготовки та спорудження об'єктів.//Науково-технічний журнал „Техніка будівництва”.-Вип.21.-К.: КНУБА, 2008.-С.12-21.



УДК.69.057

*М.І. Назаренко, заст. директора ЗАТ «ПВІ ЗІТ НАФТОГАЗБУДІЗОЛЯЦІЯ»,
В.І. Сердюк, к.т.н. доцент КНУБА*

ДОСЛІДЖЕННЯ МЕТОДІВ ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ МАШИН ШЛЯХОМ ЗАМІНИ ЗНОШЕНИХ ВУЗЛІВ

Актуальність проблеми. У розвинених країнах в останні роки намітилася тенденція роботи машин «на зношення» (ФРН, Франція, Великобританія, США й ін.). Тобто, після використання моторесурсу двигунів, зношення ходової та ін. частин, машина списується і поступає у металобрухт.

Як показали виконані маркетингові дослідження авторів, вивчення інформації і досвіду по використанню будівельної та ін. техніки в країнах з ринковою економікою цей процес вважається вже сталим [1]. Однак, стосується це не всіх зразків будівельної техніки і транспортних засобів. Під прес, а отже в металобрухт надходять – автомобілі, практично всі засоби малої механізації, включаючи такий клас будівельних машин, як розчино- і бетонозмішувачі, засоби механізації по улаштуванню покриття підлог, машини і устаткування покрівельних і гідроізоляційних робіт і багато інш.

Що стосується зразків такої техніки, як – монтажні крани, землерийна техніка, баштові крани та ін. машини, незалежно від поломки і виход з ладу окремих деталей (наприклад: гусеничного тракту, стріл, відпрацьовування моторесурсу двигунами і ін. вузлів і агрегатів, вартість яких складає від 5% до 20% вартості машин), всі вони підлягають ремонту або заміні новими, відремонтованими агрегатами [2,3].

Отже, такий метод відновлення роботоздатності техніки в ринкових умовах господарювання економічно виправданим і найбільш доцільним з точки зору швидкого відновлення роботоздатності машин і економії коштів.

В зв'язку з цим, виникла необхідність в сучасних ринкових умовах господарювання удосконалити технічно і теоретично обґрунтувати організаційні основи періодичної заміни ремонтних комплексів (ПЗРК), що і є метою роботи.

Методика та результати досліджень. Своєчасне і якісне виконання ремонту будівельних машин збільшує їх надійність і довговічність і, одночасно, є важливою умовою ефективного використання машинного парку. Дослідження [4] показали, що одним з основних заходів щодо удосконалення організації системи ремонтного виробництва є перехід на більш прогресивні методи ремонту, в тому числі на агрегатний метод.

При агрегатному методі ремонту відновлення роботоздатності машини проводиться у визначеному порядку заміною зношених складальних одиниць новими або заздалегідь відремонтованими. Технологічний процес ремонту ділиться на дві самостійні фази: заміна тих що відробили встановлений термін роботи складальних одиниць справними, отриманими з оборотного фонду (демонтаж і монтаж); ремонт складальних.

Тривалість перебування машин в ремонті визначається тривалістю проведення демонтажно-монтажних операцій.

Застосування агрегатного методу ремонту машин дозволяє проводити ремонт машин безпосередньо на місці їх експлуатації: вивільняти площі ремонтних підприємств; знижувати в цілому потреби в запасних частинах за рахунок концентрації їх на ремонтних заводах; удосконалювати технологію ремонту і виробничу структуру ремонтних підприємств.

Матеріальною основою застосування агрегатного методу ремонту будівельних машин є створення оборотного фонду складальних одиниць.

Тривалість і трудомісткість ремонту складальних одиниць при агрегатному методі ремонту змінюються незначно в порівнянні з індивідуальним методом. У значній мірі знижується тривалість простоїв машини, що регламентується відповідними документами.

Агрегатний ремонт виконується одним з наступних способів:

організація ремонтних робіт здійснюється територіальними управліннями механізації, у складі яких функціонують дільниці агрегатного ремонту. Дільниці мають оборотний фонд складальних одиниць і відправляють на завод складальні одиниці, що потребують ремонту, доставляють до місця експлуатації відремонтовані на заводі складальні одиниці, виконують демонтажно-монтажні і регульовальні операції. Для виконання ремонту машин у складі дільниці агрегатного ремонту формуються шефмонтажні комплекси;

комплекс робіт і створення оборотного фонду, доставка складальних одиниць до місця експлуатації машин і проведення демонтажно-монтажних робіт виконується спеціалізованими ремонтними підприємствами.

Слід зазначити, що метод періодичної заміни ремонтних комплексів у порівнянні з іншими методами організації агрегатного ремонту дозволяє спростити демонтажно-монтажні роботи, значно скоротити час перебування машин в ремонті, поліпшити використання виробничих площ ремонтних підприємств і експлуатаційних баз.

За цим методом машина розбирається на визначену кількість ремонтних комплектів, що складаються з декількох складальних одиниць і деталей з однаковими або близькими термінами служби. Заміна комплекту робиться в терміни, що відповідають терміну служби найменш стійкої складальної одиниці.

Складальні одиниці в залежності від терміну служби поєднують у комплекти $K - 1$, $K - 2$, $K - 3$.

Організація ремонту машин методом періодичної заміни ремонтних комплексів вимагає виконання наступних заходів:

створення оборотного фонду комплектів складальних одиниць в експлуатаційних організаціях на ремонтних підприємствах, суворого обліку руху ремонтних комплектів, а також відпрацьованих ними машино-годин;

забезпечення високої якості ремонту складальних одиниць і виконання демонтажно-монтажних робіт;

забезпечення експлуатуючих організацій відповідними вантажопідйомними, транспортними і рухомими ремонтними засобами;

організації спеціалізованих бригад для виконання демонтажно-монтажних робіт, а також ремонту і комплектації складальних одиниць.

Ремонт машин методом періодичної заміни ремонтних комплексів включає наступні роботи:

- заміну ремонтного комплекту;
- ревізію складальних одиниць, що не входять у замінюємий комплект;
- проведення технічного обслуговування;
- випробування машини;
- фарбування машини.

Ремонтні комплекти доставляють безпосередньо до місця ремонту. Для виконання демонтажно-монтажних робіт у разі необхідності використовують автокран].

Крім заміни ремонтних комплектів проводиться перевірка складальних одиниць, що не замінюються в даному ремонтному комплекті.

Після заміни ремонтного комплекту при проведенні операції ТО – 3 виконується регулювання і випробування машини, у якому обов'язково бере участь машиніст будівельної машини. Випробування машини виконується без навантаження і під навантаженням[3]: при цьому перевіряється відповідність всіх параметрів відремонтованої машини технічним умовам на ремонт[4].



Для рішення задачі з розрахунку оборотного фонду при проведенні ремонту будівельних машин були використані основні положення теорії масового обслуговування. У якості прикладу використання теорії масового використання розглянуто процес технічного обслуговування автомобільних кранів у невеликих майстернях будівельного управління, де є один пост обслуговування. Нехай час, витрачений на обслуговування автокрана, детермінований і складає 6 год., а крани прибувають на обслуговування суворо за графіком, через 6 год. (рис. 1) [5].

Як видно з графіка, у початковий момент часу ($T = 0$) на пост надійшов перший кран, що залишив його після закінчення обслуговування через 6 год. В цей момент часу на пост надійшов другий кран, що ще через 6 год. звільнив його і був замінений третім автокраном і т.д.

В цьому випадку простої автокранів в очікуванні обслуговування відсутні, а пост обслуговування кранів працює безупинно, тобто завантажений цілком.

Положення зміниться, якщо хоча б один з двох параметрів, що характеризують процес – тривалість обслуговування автокранів або проміжок часу між їх надходженням на пост обслуговування, - стане не детермінованим, а випадковим, тобто буде мати місце розсіювання вихідних параметрів.

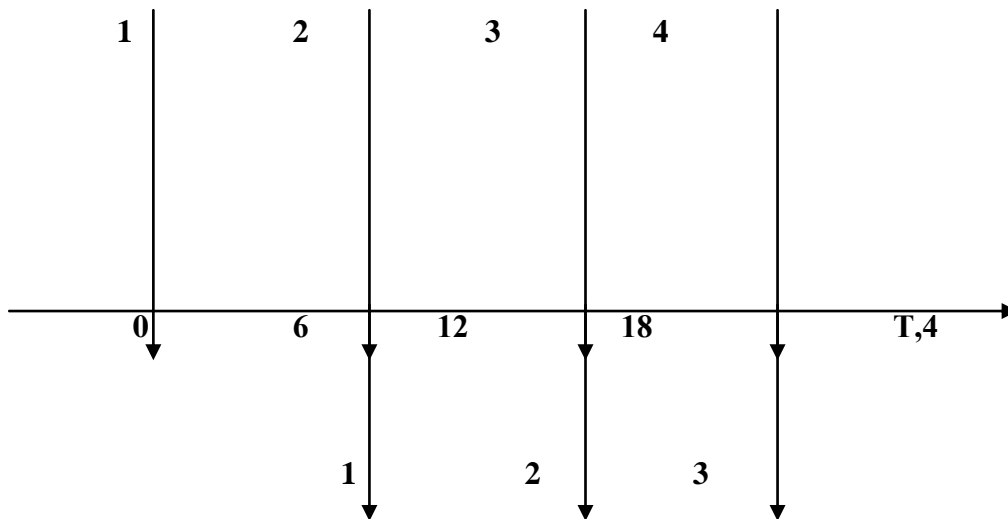


Рисунок 1. Графік роботи поста обслуговування (умова 1).

Припустимо, що тривалість обслуговування залишилася детермінованою (6 год), а проміжок часу між надходженнями автокранів в обслуговування має випадкову величину і знаходиться в межах 6 ± 2 год. тоді графік роботи поста обслуговування може бути представлений графічно так (рис. 2).

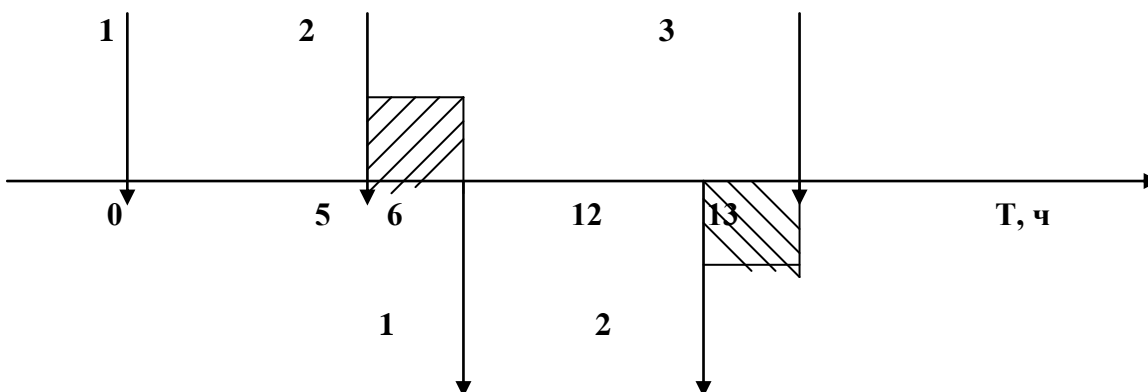


Рисунок 2. Графік роботи поста обслуговування (умова 2).

Перший автокран надійшов на обслуговування в початковий момент часу і через 6 год. воно було закінчено, але другий кран надійшов на обслуговування не через 6 год., а через 5 год. в результаті другий автокран простояв у чеканні обслуговування 1 год. Якщо третій надійшов не через 6, а через 8 год. на посту другого, то він буде обслугований негайно, однак пост обслуговування буде простоювати протягом 1 год.

Таким чином, в результаті розсіювання одного з вихідних параметрів (проміжку часу між надходженнями машин в обслуговування) виникають простой як автокранів, що очікують обслуговування, так і поста обслуговування.

Неважко переконатися, що при детермінованих проміжках надходження машин і при розсіюванні часу обслуговування також виникнуть простой як обслуговуючого устаткування, так і автокранів. Такі простой можуть бути ще більшими, якщо розсіюванню піддаються значення обох вихідних параметрів.

Висновки.

1. Простой це прямий наслідок розсіювання вихідних параметрів, тобто стохастичності розглянутого процесу.

2. В реальних умовах при розгляді різних процесів, пов'язаних з обслуговуванням, через випадковий характер величин, що характеризують процес, відмічено неминучі простой і утворення черг.

3. Для контролю простоїв, змінюючи характеристики системи обслуговування, ефективно є застосування теорії черг.

Література

1. Андрианов В.П., Білявський Ю.В., Трофимов О.П. Використання будівельних машин в сучасних умовах// Будівництво України, -1998.-№ I.-с.34-36.
2. Баладинский В.Л. и др. Механизация земляных работ. - К.: Укрвузполиграф, 1992.-180 с.
3. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ.-К.: Будівельник, 1988.-152 с.
4. Назаренко І.І., Пенчук В.А., Сердюк В.И. и др. Основы модернизации строительных машин. -К.: "МП Леся", 2003, - 164 с.
5. "Техническое обслуживание, ремонт и хранение автотранспортных средств": Підручник в 3-х кн. -К.: Виша шк., 1991 -Кн.2. "Организация, планирование и управление". В.Б. Канарчук та ін. - 406 с.



Модельовання технологічних процесів

УДК 621.873

В.Б. Яковенко, д.т.н., проф.,
М.М. Забродський (КНУБА, Київ)

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ В СЕРЕДОВИЩІ САЕ-СИСТЕМ

Вступ. На сьогоднішній день розвиток промисловості призвів до створення великої кількості програмних продуктів, завданням яких є динамічне модельовання машин і механізмів. Модельовання машин за допомогою САЕ-систем дозволяє позбутися великої кількості фізичних експериментів, необхідних для визначення різних динамічних показників на різних режимах роботи механічної системи, а також від оснащення дослідної площадки складним і як правило дорогим вимірювальним та реєструючим устаткуванням. Обсяг робіт по підготовці механізму до випробувань, по установці й настроюванню вимірювального устаткування, обробці й вивченню отриманих результатів значний, а вартість таких робіт висока. Разом з тим, при проведенні фізичних експериментів не завжди можливо визначити всі динамічні показники, що цікавлять, доводиться вирішувати проблеми, пов'язані з похибкою вимірювальних приладів, повторюваністю й відтворюваністю результатів. Крім того, випробування машин на граничних або позаштатних режимах, як правило, або дуже дорогі в силу дорожнечі зразків або устаткування, які руйнуються, а нерідко й небезпечні.

Комп'ютерне модельовання - приваблива заміна фізичним експериментам, оскільки не вимагає виготовлення експериментального зразка, за допомогою комп'ютерного модельовання може бути поставлене будь-яке число чисельних експериментів і отримані будь-які динамічні показники, що цікавлять дослідника. Комп'ютерні моделі можуть бути використані для виявлення й усунення проблем ще до виробництва першого зразка, що особливо важливо для штучних і дрібносерійних виробництв. У порівнянні з натурними експериментами комп'ютерне модельовання дуже корисний інструмент, що забезпечує всебічний, рентабельний і безпечний аналіз динаміки механічних систем. Це дає можливість із мінімальними витратами піддавати ретельному аналізу в тому числі зовсім нові ідеї й рішення.

Аналіз динаміки в проектуванні механічних систем. Типовий аналіз механічних систем у машинобудуванні містить у собі, як правило, аналіз динаміки, міцності й довговічності. В ідеалі процес проектування іде ітераційно і починається з ескізного проекту, що визначає основні геометричні, інерційні та інші параметри системи. Далі будується її динамічна модель, за допомогою якої, наприклад, виконується параметрична оптимізація та визначаються динамічні показники системи, які в ряді галузей можуть бути обмежені різними нормами й стандартами. Крім того, за допомогою динамічної моделі визначаються зусилля взаємодії між елементами конструкції в шарнірах, зчленуваннях, опорах, силових (пружинах, ресорах, демпферах) і кріпильних елементах на робочих і екстремальних режимах роботи. Певні тут зусилля є вхідними даними для подальшого аналізу деталей механічної системи на міцність і довговічність. Якщо за результатами аналізу міцності й довговічності помітно міняються геометричні або інерційні параметри системи, тоді виконується повторний аналіз динаміки, що уточнює величини зусиль при нових значеннях параметрів, а потім повторюються інші види аналізу.

Разом з тим не варто розглядати динамічний аналіз тільки як інструмент для визначення навантажень для подальшого аналізу на міцність. У багатьох випадках, наприклад для транспортних засобів, він має виражене самостійне значення.

Методика моделювання. Розглянемо загальні принципи роботи інженерів-дослідників із програмним забезпеченням для моделювання динаміки механічних систем. Як і в будь-якій іншій області моделювання після постановки завдання при побудові моделі дослідник переходить від реального об'єкта до його ідеалізованої розрахункової схеми. Мистецтво дослідника полягає в умінні побудувати не саму складну, але адекватну розрахункову схему, яка б дозволила вирішити поставлене завдання найбільш ефективно.

В основі моделювання динаміки механічних систем лежить їхнє подання системою зв'язаних абсолютно твердих або пружних тіл. Найбільш універсальним способом опису положення й можливих рухів пари тіл, одним із яких може бути нерухома система координат, є використання поняття шарніра (мал.1). Сучасне комерційне програмне забезпечення дає можливість увести в модель будь-які шарніри, що зустрічаються на практиці.

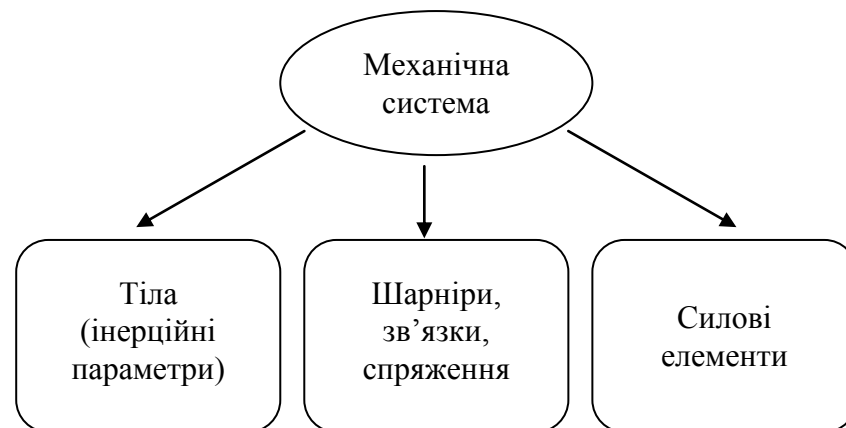


Рисунок 1. Види моделювання механічної системи.

Особливе значення має опис силових елементів, що визначають взаємодію пари тіл. Від повноти бази вбудованих силових елементів залежить застосування тої або іншої програми в кожному конкретному випадку. Разом з тим відзначимо, що моделі таких типових сил як пружина або демпфер є в будь-якій програмі, представленій на ринку. Принципові для користувача відмінності починаються в проблемно-орієнтованих моделях сил, таких, наприклад, як сили взаємодії автомобільного колеса й дороги, гусениці й ґрунту, матеріалу, що дробиться й щоби дробарки й т.д. Відзначимо також, що практично у всіх програмах є можливість опису користувачем власних математичних моделей сил на спеціалізованій вбудованій або звичайній алгоритмічній мові програмування й включення таких сил у побудовані моделі механічних систем.

Після опису моделі явно або неявно для користувача відбувається етап автоматичного синтезу рівнянь руху механічних систем за допомогою спеціальних алгоритмів. Програмна реалізація таких алгоритмів може бути виконана як у символічній, так і в числено-ітераційній формі. Символьний синтез рівнянь руху припускає вивід рівнянь на одній з мов програмування (зазвичай підтримуються Fortran, C і Pascal). Далі ці синтезовані файли повинні бути відкомпільовані зовнішнім компілятором, що на виході дає виконуючі файли, які готові до використання. Числено-ітераційний метод припускає формування рівнянь руху чисельно на кожному кроці чисельного методу інтегрування рівнянь руху. Формування рівнянь руху в символічній формі дозволяє ці рівняння оптимізувати з погляду кількості арифметичних операцій, що дає помітні переваги по швидкодії процесу моделювання, а чисельно - ітераційні алгоритми дають можливість простіше організувати моделювання систем зі змінною структурою [1].

Програмні продукти для моделювання динаміки машин і механізмів. На сьогоднішній день існує досить велика кількість програм для проведення динамічного аналізу машин. З метою з'ясування функціональних можливостей таких систем і



визначення можливих відмінностей у підходах для динамічного моделювання, був проведено короткий огляд по кожному із продуктів. Стисла характеристика кожної системи наведена нижче.

Dynamic Designer – це інтегрований у середовище AutoCAD/Mechanical і Mechanical Desktop розрахунковий модуль для проведення динамічного й кінематичного аналізу складних механічних систем (механізмів).

Dynamic Designer використовує графічні формати, підтримувані AutoCAD і Mechanical Desktop. Моделювання динаміки механізмів включає три етапи:

- Побудова динамічної моделі. На цьому етапі геометричні зв'язки вихідної геометрії перетворюються в шарнірні з'єднання динамічної моделі. Цей процес відбувається автоматично з можливістю наступного корегування з боку користувача. Користувач також моделює зовнішній вплив на елементи конструкції у вигляді сил, моментів і кінематичних залежностей (запропонований рух окремих частин і шарнірів).

- Анімація руху компонентів складання. На другому етапі формується система рівнянь, що описує рух моделі, що вирішується обчислювальним модулем Dynamic Designer. Модуль розраховує переміщення, швидкості, прискорення кожного компонента складання, сили реакцій і моменти в кожному шарнірному з'єднанні. При цьому користувач у процесі обчислень спостерігає миттєві знімки конфігурації системи, що відповідають тому або іншому моменту часу.

- Візуалізація результатів. [2]

"Універсальний механізм" (UM) – програмний комплекс призначений для моделювання динаміки й кінематики плоских і просторових механічних систем. Механізми описуються як системи твердих тіл, шарнірів і силових елементів. Підтримується безпосередня анімація руху вашої моделі в процесі розрахунку. Для аналізу доступні практично всі необхідні величини: координати, швидкості, прискорення, сили реакцій у шарнірах, зусилля в пружинах і т.д.

Розвинутий постпроцесор: лінійний аналіз, статистичний аналіз, різноманітні розрахунки й оптимізація, експорт результатів. Це ефективний інструмент для моделювання динаміки різних машин і механізмів: космічних конструкцій, роботів і маніпуляторів, залізничних екіпажів, автомобілів, кабелів і т.д. Рішення прямої й зворотної завдань кінематики й динаміки. Включає модулі для моделювання динаміки автомобілів, залізничних екіпажів, гусеничних машин, модулі оптимізації, розрахунку довговічності [3].

«MSC.Adams» – найбільш широко використовуваний програмний комплекс для віртуального моделювання складних машин і механізмів. Adams використовується для розробки та вдосконалювання конструкцій фактично всього, що рухається - від простих механічних і електромеханічних пристроїв до автомобілів і літаків, залізничної техніки й космічних апаратів і т.д.

За допомогою *MSC. Adams* можна швидко створити повністю параметризовану модель виробу, будуючи її безпосередньо в препроцесорі або імпортуючи з найпоширеніших CAD-Систем. Задавши зв'язку компонентів моделі, приклавши навантаження, визначивши параметри кінематичного впливу й запустивши розрахунок можна одержати дані, повністю ідентичні результатам натурних випробувань системи. Таким чином, подання про роботу виробу з'являється ще до початку розкрою металу або виливка пластику для виготовлення досвідченого зразка. Основою *MSC. Adams* є системи диференційних рівнянь, що описують динаміку досліджуваного об'єкта. Розроблювачі *MSC. Adams* продовжують підвищувати ефективність математичної бази програмного пакета. Застосування стійких методів «твердих» систем диференційних рівнянь забезпечує одержання необхідних результатів з мінімальними витратами часу, комп'ютерних ресурсів і з великою надійністю [4].

«Pradis» - програмний комплекс для аналізу динаміки систем різної фізичної природи. Розробка комплексу йде з 1992 року, почавши свій розвиток із платформи VAX. За цей час на практиці були протестовані математичне ядро й моделі комплексу, показана

висока надійність і точність алгоритмів і моделей. Комплекс базується на наступних принципах: універсальність і відкритість.

Принцип універсальності дозволяє виконувати аналіз будь-яких технічних систем, поведження яких описується за допомогою системи диференціальних рівнянь. Практичні можливості моделювання визначаються бібліотекою моделей комплексу. В *Pradis* можливо не тільки роздільне, але й спільне моделювання різних фізичних систем. У бібліотеку входить більше 160 моделей [5].

«*Simulation Basic*» – програмний пакет для комплексного створення систем, моделювання й аналізу рішень. Інтегрований у нього TypeDesigner - це інструмент для адаптації існуючих і створення власних типів елементів, також він може використовуватися як редактор для Modelica (Modelica Smart Editor). Modelica - вільно розповсюджуваний об'єктно-орієнтовна мова для моделювання складних фізичних систем. Мова має гарну технічну підтримку з боку виробника, для нього існує велика кількість бібліотек готових компонентів, які можна використовувати для моделювання. Modelica забезпечує можливість створення широкого діапазону моделей різних типів: механічних, електричних, гідравлічних, хімічних, і ін.

Мова Modelica заснована на концепції блоків з контактами, при з'єднанні яких необхідні рівняння генеруються автоматично, що робить його привабливим для фахівців нематематичного профілю й більше простим для розуміння й використання в цілому.

Simulation виконує наступні завдання: моделювання системи в тимчасовій і частотній областях. Також доступне моделювання перехідних процесів у лінійних і нелінійних системах або стаціонарне моделювання для розрахунку моделі в періодичному стані (нелінійному або лінійному). Використовуючи бібліотеки Mechanics користувач вирішує завдання моделювання й аналізу механічних систем. Елементи дозволяють швидко створювати схеми з необхідною розмірністю (одномірні, плоскі й тривимірні). Механічні системи в *SimulationX* збираються за допомогою масових, інерційних елементів, елементів пружина-демпфер і елементів сил. Тривимірна візуалізація дозволяє спостерігати модель синхронно під час створення, параметризації або моделювання. Моделі можуть застосовуватись, наприклад, при аналізі вітряних електростанцій, автомобільної трансмісії, моделювання шасі або верстатів [6].

«*20-sim*» – програмний комплекс розроблений для моделювання різних технічних систем. За допомогою даного пакета можна моделювати поведження динамічних систем, які складені за допомогою діаграм, графів зв'язку, блок-схем, систем рівнянь або кожної з їхніх комбінацій. «20-sim» дозволяє моделювати поведження електричних, механічних або гідравлічних систем а також кожну з їхніх комбінацій [7].

«*Фрунд*» – комплекс моделювання динаміки систем твердих і пружних тіл. Програмна система формування рішень рівнянь нелінійної динаміки призначена для моделювання динамічних процесів у машинах і конструкціях. Вона дозволяє по опису розрахункової схеми створювати рівняння математичної моделі динаміки руху досліджуваної конструкції й генерувати програму інтегрування цих рівнянь, а так само робити їхнє рішення, обробку й вивід результатів у зручній для користувача формі.

Програмна система має у своєму розпорядженні засоби статистичної й спеціальної обробки результатів рішення залежно від характеру зовнішнього впливу. Вона дозволяє одержувати анімаційне зображення руху тіл досліджуваної механічної системи, а також містить засоби для моделювання ланцюгів керування механічного характеру в сукупності з об'єктом керування механічної природи.

Для роботи з моделями, що враховують пружні властивості окремих тіл, система використовує дані (набір власних частот і форм коливань), отримані за допомогою дискретних методів, зокрема, методу кінцевих елементів. Для цих цілей може застосовуватися будь-яка програма розрахунків МКЕ, що дозволяє будувати власні частоти й форми коливань при вільних границях [8].

**Висновки:**

Розглянуті САЕ-Системи дозволяють за допомогою розрахункових методів оцінити, як поведе себе комп'ютерна модель виробу в реальних умовах експлуатації. Допомагають переконатися в працездатності виробу, без залучення великих витрат часу та коштів. Разом з тим незважаючи на те, що кожна із систем має універсальні можливості для моделювання різних типів систем, все ж таки кожний з пакетів віддає перевагу розробці проблемно-орієнтовних модулів спрямованих на рішення завдань у конкретних областях техніки.

Література

1. Ковальов Р.В., Даниленко Д.В. «Введение в моделирование динамики механических систем».- М., 2009 - 9с.

УДК 620.179.680

Д. О. Горда, аспірант КНУБА

ПОЛЕ ЗАДАЧ САПР СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ГІДРАВЛІЧНОГО СЛІДКУЮЧОГО РУЛЬОВОГО ПРИВОДУ

Загальну постановку задачі моделювання й автоматизованого проектування САУ слідкуючих рульових гідроприводів (ГСРП) у складі системи керування будівельної машини сформулюємо наступним чином [1,2]: побудувати, використовуючи управління через ідентифікацію та управління через адаптацію, процедуру оптимального управління ГСРП за реально вимірними даними при заданих критеріях ефективності.

Нехай:

t_0 – початковий момент спостереження поведінки ГСРП (відома величина);

t_1 – момент початку здійснення керування (невідома величина);

t_2 – момент переходу ГСРП у заданий стан (на початку відома величина, але для деяких задач може бути невідомою);

$\varphi(t)$ – кут повороту руля в момент часу t ;

$\Delta\varphi(t)$ – зміна кута повороту руля в момент часу t , що визначає процес управління ГСРП (основний параметр дослідження);

$\Delta\varphi_t(t)$ – швидкість зміни кута повороту руля в момент часу t (величина є невідомою на початку керування);

$\vec{P}(t)$ – вектор, що описує стан ГСРП в момент часу t (описується моделлю системи);

$\vec{P}_t(t)$ – вектор зміни стану системи в момент часу t (описується моделлю системи);

Φ – функціонал, що задає енергетику дії ГСРП (відома величина);

Φ_{int} – функціонал, який визначає внутрішні реакції системи (відома величина);

Φ_{out} – функціонал визначення реакції моделі на сторонній вплив (відома величина);

$C_1 \leq \Delta\varphi_t(t) \leq C_2$ – умова обмеження швидкості керування ГСРП (C_1 і C_2 – відомі константи);

$C_3 \leq \Delta\varphi(t) \leq C_{24}$ – умова обмеження керування ГСРП (C_3 і C_4 – відомі константи);

$t_0 \leq t_1 \leq t_2$ – послідовність керування системи у часі;

$\vec{P}(t_0)$ – значення вектору-стану в початковий момент часу t_0 (невідома величина);

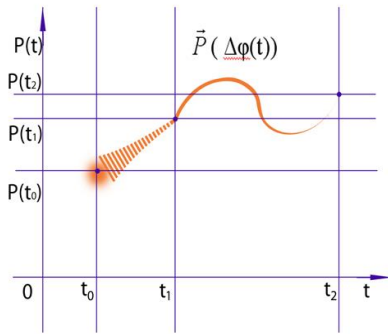
$\vec{P}(t_1)$ – значення вектору-стану в початковий момент часу t_0 (невідома величина);

$\vec{P}(t_2)$ – значення вектору-стану в початковий момент часу t_0 (відома величина, але для деяких задач може бути невідомою);

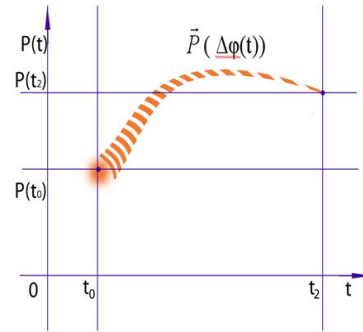
$\Phi_{int} = \Phi_{out}$ – рівняння балансу реакції системи на сторонній вплив (є відомим і описується моделлю ГСРП);

$t_2 - t_0 \rightarrow \min$ – критерій швидкості переходу системи із стану $\vec{P}(t_0)$ і стан $\vec{P}(t_2)$ (відома величина);

$\Phi(t_2 - t_0) \rightarrow \min$ – критерій економного переходу системи із стану $\vec{P}(t_0)$ і стан $\vec{P}(t_2)$ (відома величина);



Визначити $\bar{P}(t_0), t_1$ для побудови процедури керування $\Delta\phi(t)$, щоб в момент $t_2, \bar{P}(t_2)$.



Визначити $P(t_0), \Delta\phi(t_0)$ для побудови процедури керування $\Delta\phi(t)$, щоб в момент $t_2, P(t_2)$.

Рисунок 1. Управління через ідентифікацію.

Рисунок 2. Управління через адаптацію.

Розглянемо два випадки управління системою:

1. Точно задані координати точки-цілі $(.) L_{end}$ або її допустимого околу $O\varepsilon(L_{end})$ (рис.1).
2. Існує процедура визначення $O\varepsilon(L_0)$ або $(.) L_0$, де L_0 – початкової точки (рис.2).

На основі чого зробимо класифікацію задач визначення процедури управління (табл. 1)

Таблиця 1. Класифікація задач визначення процедури управління

№	Початкова умова	Кінцева умова	Обмеження у часі	Класифікація задач
1	$(.) L_0$	$(.) L_{end}$	$T = +\infty$	КЗД з вільним часом – задача ідентифікації управління.
2	$(.) L_0$	$(.) L_{end}$	$\forall i: t_i \leq T$	КЗД регулювання – задача ідентифікації управління.
3	$(.) L_0$	$(.) L_{end}$	$\min \max t_i$ – или – $\min \sup t_i$	КЗД швидкодії – задача ідентифікації управління.
4	$(.) L_0$	$O\varepsilon(L_{end})$	$T = +\infty$	ЗК з вільним часом – побудова оптимального управління
5	$(.) L_0$	$O\varepsilon(L_{end})$	$\forall i: t_i \leq T$	ЗК регулювання – побудова оптимального управління
6	$(.) L_0$	$O\varepsilon(L_{end})$	$\min \max t_i$ – или – $\min \sup t_i$	ЗК швидкодії – побудова оптимального управління
7	$O\varepsilon(L_0)$	$(.) L_{end}$	$T = +\infty$	ЗК з вільним часом – побудова оптимального управління
8	$O\varepsilon(L_0)$	$(.) L_{end}$	$\forall i: t_i \leq T$	ЗК регулювання – побудова оптимального управління
9	$O\varepsilon(L_0)$	$(.) L_{end}$	$\min \max t_i$ – или – $\min \sup t_i$	ЗК швидкодії – побудова оптимального управління
10	$O\varepsilon(L_0)$	$O\varepsilon(L_{end})$	$T = +\infty$	*
11	$O\varepsilon(L_0)$	$O\varepsilon(L_{end})$	$\forall i: t_i \leq T$	*
12	$O\varepsilon(L_0)$	$O\varepsilon(L_{end})$	$\min \max t_i$ – или – $\min \sup t_i$	*

де: КЗД – крайова задача Діріхле; ЗК – задача Коші; * – двойствені задачі, які допускають розв’язок як задачі Коші так і Діріхле, а також змішані задачі.

Обробка результатів імітаційного моделювання – це опис та аналіз розрахункових або модельних рішень. Вихідні дані представляються як стаціонарні величини

(максимальне навантаження й т.д.), і також як динамічні ряди при стаціонарному вхідному значенні випробувань, тобто збирається вихідна статистика й розраховується функція, що описує поведіння системи із часом.

Задача обробки множини отриманих вихідних даних як статистичні тимчасових рядів зводиться до трьох задач:

1. задачі ідентифікації системи;
2. задачі діагностики ГСРП;
3. задачі визначення адекватності моделі.

Перша задача – ідентифікація системи полягає у наступному: за відомими статистичними вхідними даними і параметрами, що задовольняють трендам, отримати статистично відомі рішення.

У випадку гідроприводу визначення адекватності моделі на відомих процесах застосовується для класифікації його стану, тобто практично для вирішення зворотної задачі, а саме, за відомими статистичними станами гідроприводу, тобто за вхідними/вихідними даними, що спостерігаються, і значеннями параметрів класифікується його стан.

Під станом гідроприводу мається на увазі модель, що описується середньостатистичними значеннями параметрів на даний момент часу, відновлена за величинами, які спостерігаються. Якщо це можливо, для неї визначаються динамічні вхідні дані на поточний момент класифікації. Рішення даного завдання класифікації ґрунтується на імітаційній моделі за рахунок якої визначається найбільш близький стан у якому може перебуває гідропривід у цей момент часу при відомій передісторії динамічного навантаження й при даному потоці спостережуваних величин, що характеризують значення параметрів і вхідні дані.

Друга задача – задача діагностики полягає у визначенні стану ГСРП на попередньому відрізьку часу. Під станом гідроприводу маємо на увазі модель, яка описується середньостатистичними значеннями параметрів на даний момент часу, відновлену за спостережуваними величинами, значення параметрів та вхідних величин. На її основі визначаються динамічні вхідні дані на момент класифікації.

Ця задача вирішується тільки за рахунок імітаційного моделювання тому, що вхідними даними є також спостережувані величини, тобто вихідні дані знімають із гідроприводу з певною точністю, при цьому вони можуть бути не повними або неоднозначними.

З метою відстеження поведінки гідроприводу в реальних умовах, знаючи всі тренди (тренди параметрів, тренди вихідних, допуски, тренди зв'язків), визначається поведінка генератора як часовий ряд. За заданим законом зміни вхідних даних моделі у малому повинні змінюватися вихідні значення у великому. Для цього будується ряд залежностей які є аналогом функцій відгуку моделі, що описує гідропривід, на зміну початкових значень або параметрів. При імітаційному методі дослідження порушення тієї або іншої закономірності, говорить про те, що модель у цій точці або втрачає стійкість або перетворюється в іншу модель з іншою структурою параметрів, з іншим фазовим портретом. Цінність такого методу – можливість опису механізму виявлення закономірностей, які властиві даній моделі гідроприводу.

Актуальність задач ідентифікації та діагностики визначається цілями використання гідроприводу, цілями складання планів графіків його ремонтів, або визначенням ресурсу гідроприводу, як системи, при даних динамічних навантаженнях.

Третя задача – визначення адекватності моделі на відомих процесах означає, що при в середньому відомих вхідних даних і параметрах отримуються усереднені рішення, які моделюють відоме поведіння гідроприводу.

Вирішення цієї задачі дозволяє, з однієї сторони, визначити адекватність математичної моделі до фізичних процесів у гідроприводі, а з іншої – побудувати межі її

застосування, тобто більш точно визначити значення параметрів моделі й вхідних даних у їхньому взаємозв'язку, коли модель поводить адекватно.

Суть імітаційного дослідження гідроприводу розбивається на ряд задач (рис.3):



Рисунок 3. Структура задач імітаційного дослідження моделі ГСРП.

Підзадача «Визначення стану гідроприводу» спричинена виникненням невизначеності у класифікації стану, як такого, на поточний момент часу.

Підзадача дослідження перехідних процесів, а саме процесів які спостерігаються в гідроприводі в умовах плавної зміни параметрів або вхідних даних, при яких може зникати стійкість у роботі системи – тобто визначення поведіння ГСРП залежно від початкових умов, від моменту й величини зміни параметрів, вхідних даних, характеристик поведіння гідроприводу в перехідному процесі.

Підзадача «Визначення базових станів гідроприводу» спричинена тим, що перехідний процес гідроприводу може перебувати в одному з базових станів.

Підзадача – побудова прогнозу поведіння гідроприводу в специфічних умовах (при швидкій зміні параметра, появи нового зв'язку вихідних даних з параметрами) спричинена тим, що практичним результатом вирішення цієї задачі є побудова апроксимуючих функцій поведіння гідроприводу в специфічних умовах. їх станів залежно від значення його параметрів і вхідних даних.

Наступна підзадача – побудова границі застосування ІМ, тобто більш точне визначення значень параметрів моделі й вхідних даних у їхньому взаємозв'язку при адекватній поведінці моделі.

Наступна підзадача – визначення процесів та факторів моделі за різних умов їх зміни, спричинена тим, що існують умови зміни параметрів гідроприводу або вхідних даних при яких може губитися стійкість роботи.

Задача обробки отриманої множини вихідних даних як статистичних часових рядів забезпечує вирішення трьох основних задач:

- визначення адекватності моделі – на відомих процесах, тобто при відомих у середньому вхідних даних і параметрів, отримувати відомі в середньому рішення;
- дослідження перехідних процесів, а саме процесів які спостерігаються в гідроприводі в умовах плавної зміни параметрів гідроприводу. Тобто визначення поведінки гідроприводу залежно від початкових умов, моменту й величини зміни параметрів, вплив цих змін на вихідні дані, на характеристики поведінки гідроприводу в перехідному процесі;
- побудова моделей прогнозу поведінки гідроприводу в специфічних умовах (при швидкій зміні параметра, появі нового зв'язку вхідних даних з параметрами).

Розроблена імітаційна модель ГСРП і його елементів на основі теорії статистичного моделювання ГСРП покладена в основу методики проектування управління ГСРП і побудови керування на підставі отриманих даних як статистичної апроксимації фазових портретів поведінки системи, практично вирішує задачі з даного поля задач.

Література

1. Пелевін Л.С., Горда О.В., Горда Д.О. Дослідження математичної моделі гідромеханічного слідкуючого приводу. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Випуск 63 – К.: КНУБА. 2004 С.35 – 42.
2. Цюцюра С.В., Горда Д.О. Структури даних імітаційної моделі перехідних процесів гідроприводу. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Випуск 69 – К.: КНУБА. 2007 С.75 – 81.



УДК 53861:331.45

*В.А. Глива, кандидат технічних наук,
В.І. Клапченко, кандидат технічних наук, доцент,
С.А. Теренчук., кандидат фізико-математичних наук, доцент,
С.М. Пономаренко, кандидат фізико-математичних наук,
Київський національний університет будівництва і архітектури*

МОДЕЛЮВАННЯ ДИНАМІКИ АЕРОІОННОГО СКЛАДУ ПОВІТРЯ ВИРОБНИЧИХ ПРИМІЩЕНЬ

Вступ. Аероіонний склад повітря виробничих, навчальних та побутових приміщень залежить як від об'єктивних, так і суб'єктивних факторів. До об'єктивних належать: пора року, температура та вологість зовнішнього повітря; до суб'єктивних – кількість і характеристики обладнання, що знаходяться у приміщенні, наявність дрібнодисперсного пилу і аерозолів у повітрі приміщення. Великий вплив на аероіонний склад повітря мають системи кондиціювання повітря, які дозволяють підтримувати температуру та вологість повітря в автоматичному режимі, але сприяють де іонізації повітря та зниженню концентрації негативних іонів, що дуже шкідливо для здоров'я працюючих.

Сучасний стан питання та постановка задачі. Нині в Україні санітарні норми [1, 2] регламентують мінімальну, максимально допустиму та оптимальну концентрацію аероіонів різних знаків у приміщеннях. Проте існуючі нормативи не відповідають вимогам сьогодення [3]. Крім того, зміни аероіонного складу повітря у приміщеннях відбуваються досить швидко у продовж робочого дня. Такі зміни потребують постійного контролю аероіонного складу повітря та швидкого реагування у разі виникнення негативних тенденцій щодо концентрації аероіонів різних знаків. Але засоби контролю, рекомендовані чинними нормами, САИ-ТГУ та АСИ-1 технічно застаріли і не відповідають сучасним матеріальним вимогам та сучасним можливостям автоматизації таких процесів [4]. До того ж, норми вимагають проведення контролю один раз на квартал, при впровадженні нових технологічних процесів та організації нових робочих місць. Це на сьогоднішній день не можна вважати задовільним. Таким чином, **актуальним і доцільним** є розробка методу контролю аероіонного складу повітря робочих приміщень, який вимагає мінімальної кількості вимірювань і базується на адекватній математичній моделі.

Модель розподілу іонів поблизу іонізатора детально розглянуто в [5]. Описана модель базується на рівнянні неперервності і враховує генерацію тільки негативних іонів, їх дифузію та перенесення повітряним потоком, але не враховує явище рекомбінації. Така модель не відповідає реальним умовам, оскільки побутові та технічні пристрої генерують іони обох знаків.

Метою роботи є розробка математичної моделі генерації аероіонів техногенного походження з урахуванням явища рекомбінації.

Виклад основного матеріалу. У найпростішому випадку, після припинення дії джерела іонізації, залежність концентрації іонів від часу описується рівнянням [6]:

$$\frac{dn}{dt} = -\gamma n^2 \quad \text{або} \quad \gamma dt = -\frac{dn^2}{n^2},$$

де n – концентрація аероіонів в момент часу t , γ – коефіцієнт їх рекомбінації. Нехай в момент припинення дії іонізатора $t = 0$, а $n(0) = n_0$.

Інтегруємо рівняння:

$$\int_0^t \gamma dt = - \int_{n_0}^n \frac{dn}{n^2};$$

$$\gamma t = \frac{1}{n} - \frac{1}{n_0};$$

$$n = \frac{n_0}{1 + \gamma_0 t}.$$

Якщо джерело іонізації функціонує безперервно, то процес рекомбінації описується рівнянням:

$$\frac{dn}{dt} = g - \gamma n^2 \quad \text{або} \quad \frac{dn}{dt} + \gamma n^2 = g,$$

що відоме, як рівняння Ріккати, загальний розв'язок якого шукають у вигляді:

$$\int \frac{dn}{g - \gamma n^2} = n + C.$$

Після інтегрування:

$$n = \sqrt{\frac{g}{\gamma}} \operatorname{th} \left(\frac{t}{\tau} \right) + C; \quad (1)$$

$$\tau = \sqrt{\frac{1}{g\gamma}},$$

де g – продуктивність джерела, τ – середній час життя іонів. Коефіцієнт рекомбінації у повітрі за нормальних умов $\gamma \approx 1,67 \cdot 10^{-6} \text{ см}^3/\text{с}$ [7].

Графіки залежності (1) при $C = 0$ для джерел різної продуктивності наведено на рис.1. Досвід показав, що у приміщеннях, які містять джерела аероіонізації дійсно має місце явище насичення. Проте рівень іонізації повітря залежить не тільки від складу технічних засобів, а й від будівельних матеріалів, з яких побудовано споруду.

У багатьох будівлях та спорудах в м. Києві радіаційний фон перебуває на рівні від 40 до 45 мкР/год [4]. Під дією такого випромінювання за одну годину у кубічному сантиметрі повітря виникає 10^5 іонів різних знаків. Такий внесок у іонний склад повітря необхідно враховувати, зважаючи на те, що середній час життя іонів суттєво залежить від фонові концентрації [7]:

$$\tau = \frac{\bar{\lambda}}{\bar{v}}, \quad \bar{\lambda} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{1}{\pi \sigma n_0},$$

де $\bar{\lambda}$ – середня довжина пробігу молекул, \bar{v} – їх середня швидкість, σ – ефективний діаметр іонів, n_0 – фонові концентрація іонів. Експериментальні дослідження [8] показали, що співвідношення (1) адекватно описує реальний стан повітря в виробничих приміщеннях при $C = n_0$.

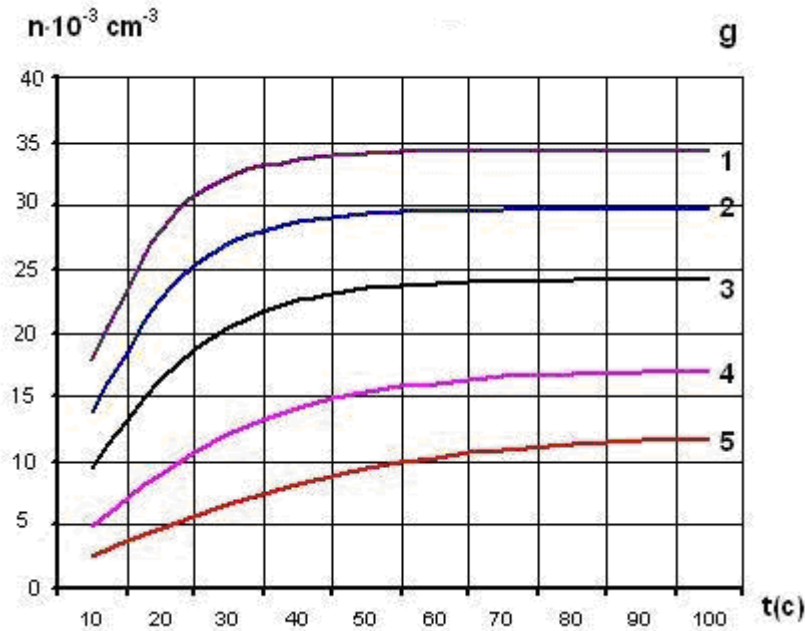


Рисунок 1. Залежність концентрації аероіонів від часу для джерел різної продуктивності: 1 - 2000, 2 - 1500, 3 - 1000, 4 - 500, 5 - 250 $\text{см}^{-3}\cdot\text{с}^{-1}$.

Найбільш наближеним до реальних умов є рівняння, яке враховує процеси дифузії і рекомбінації аероіонів та передбачає їх сферичне розповсюдження від джерела:

$$\frac{\partial n}{\partial t} = g + D \left(\frac{\partial^2 n}{\partial r^2} + \frac{2}{r} \frac{\partial n}{\partial r} \right) - \gamma n^2, \quad (2)$$

де r – відстань від джерела до точки визначення концентрації, D – коефіцієнт дифузії. Рівняння (2) не може бути розв'язане у загальному вигляді. Тому для знаходження його розв'язку на мові C++ було реалізовано метод скінченних різниць [9]. Розрахунки проводились для джерела розміром $r_0 = 0,3$ м, продуктивністю $g = 1000$ $\text{см}^{-3}\cdot\text{с}^{-1}$ при фоновій концентрації $n_0 = 400$ см^{-3} , за нормальних умов $D \approx 10^{-5}$ $\text{м}^2\cdot\text{с}^{-1}$. Результатом розрахунків є графічне представлення $n = n(r, t)$. Аналіз отриманих поверхонь методом перерізів показав, що розповсюдження аероіонів за рахунок дифузійних процесів в реальних технологічних інтервалах часу суттєве тільки в граничному прошарку на межі джерела ($0,25 - 0,35$ м для даного джерела), а явище насичення пояснюється рекомбінацією іонів.

Висновки.

- Обмеженість розповсюдження аероіонів за рахунок дифузійних процесів дозволяє надійно визначати безпечні відстані для окремих технічних засобів.
- Моделювання рівнів іонізації повітря в виробничих приміщеннях слід виконувати з урахуванням фонових значень, обумовлених специфікою матеріалів, з яких побудовано споруду.
- Прогнозування рівнів насичення аероіонами повітря в приміщеннях, що базується на моделі процесу рекомбінації, дозволяє визначити оптимальні заходи з нормалізації стану повітря.

• Оскільки заходи з нормалізації стану приміщень передбачають вентиляцію, кондиціювання і охолодження, адекватна модель ускладниться внаслідок урахування примусового руху повітря у приміщеннях, що і є **предметом подальших досліджень**.

Література

1. Санитарно-гигиенические нормы допустимых уровней ионизации воздуха производственных и общественных зданий СНиП 2152-80 . – [Введён в действие 1980-12-02]. – М.: МЗ СССР, 1980–7с (Межгосударственный стандарт).
2. ДНАОП 0.00-31-99. Правила охорони праці під час експлуатації електронно-обчислювальних машин. – Затвержені наказом Комітету по нагляду за охороною праці України № 21 від 10.02.99 р.
3. Establishing a dialogue on risks from electromagnetic fields. – Geneva: World health organization, 2004. – 67 p.
4. Клапченко В.І. Система контролю та нормалізації фізичних параметрів виробничого середовища в енергонасичених будівлях і спорудах / В.І. Клапченко, С.А. Теренчук, О.Г. Вільсон, О.В. Панова // Містобудування та територіальне планування: Наук.- техн. зб. – К., КНУБА, 2009. – Вип. 34. – С. 226-230.
5. Бахрушин В.Е. Моделирование распределения концентраций ионов вблизи ионизатора / В.Е. Бахрушин, М.А. Игнахина, Д.В. Вертинский, А.Д.Евсюков // Складні системи і процеси. – 2002. - № 1. – С. 30 -35.
6. Белицкий А.В. Явления переноса в слабоионизированной плазме / А.В. Белицкий, Л.А. Толчина, Б.М. Смирнов: – М.: Атомиздат, 1975.-336 с.
7. Кузмичёв В.Е. Законы и формулы физики / В.Е. Кузмичев. – К.: Наукова думка, 1989. – 864 с.
8. В.А. Глива, И.М. Ковтун, С.А. Теренчук, О.М. Бесараб. Використання сучасних інформаційних технологій для контролю іонізованості повітря при експлуатації автоматизованих систем. // Тези доповідей: матеріали XV Міжнарод. наук.- практ. конф. [Інформаційні технології в економіці, менеджменті і бізнесі. Проблеми науки, практики і освіти], (Київ, 25-26 лют. 2010 р.) / – К.: Європ. ун-т, 2010. – с. 243-244.
9. Киреев В.И. Численные методы в примерах и задачах: Учеб. пособие / В.И. Киреев, А.В. Пантелеев. – М.: Высш. шк., 2004. — 480 с.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

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

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 23

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