

# Техніка Будівництва



**13, 2002**



# *Техніка Будівництва*



**Науково-технічний журнал**

**№13, 2002**

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА  
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал  
13 '2002

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)  
Андріяннов В.П.; Антонюк А.С., канд. техн. наук; Бойко І.П., д-р техн. наук;  
Баладінський В.Л., д-р техн. наук; Барашиков А.Я., д-р техн. наук;  
Войтенко С.П., д-р техн. наук; Гвоздь О.О.; Гончаренко Д.Ф., д-р техн. наук;  
Гречанінов В.П., Григоровський Є.П., д-р техн. наук; Гулеватий С.І., канд. техн. наук;  
Злобін Г.К.; Клименко М.О. (відповідальний секретар); Кривенко П.В., д-р техн. наук;  
Лівінський О.М., д-р техн. наук; Лимаренко В.О., канд. техн. наук;  
Ловейкін В.С., д-р техн. наук; Муляр Л.Х., канд. арх., Олійник О.Я., д-р техн. наук;  
Пермяков В.О., д-р техн. наук; Проценко К.І., Рунова Р.Ф., д-р техн. наук;  
Сівко В.Й., д-р техн. наук; Смірнов В.М., канд. техн. наук (заст. головного редактора);  
Сукач М.К., канд. 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 № 35 від 1.11.2002 р.

Редактори Баранов Ю.О., Лесько В.І.  
Технічний редактор Свідерський А.Т.  
Комп'ютерна верстка Клименко М.О.  
Коректор Крашевська Л.Г.

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2002

**ЗМІСТ**

Смірнов В.М. Кафедра машин і обладнання технологічних процесів: історія, здобутки, напрямки діяльності і розвитку .....	4
Назаренко І.І. Теорія і практика створення машин будіндустрії на основі синтезу систем "машина-середовище" .....	6
Ловейкін В.С. Оптимізація динамічного режиму руху механізмів і машин з урахуванням опору, пропорційного швидкості.....	15
Яковенко В.Б. Напрямки синергетичної поведінки у моделюванні.....	20
Сівко В.Й. Напружено–деформований стан матеріалу в робочих процесах будівельних машин .....	22
Бадаян Г.В. Моделирование и оптимизация технологий монолитного высотного жилищного строительства.....	30
Гарнець В.М. Перспективні напрямки розвитку обладнання для безперервного формування залізобетонних конструкцій .....	35
Полянський С.К. Напрямок та результати наукових досліджень секції експлуатації і ремонту.....	42
Богуславський В.Є. Системний аналіз якості забоїв машин для земляних робіт з допомогою енергетичних показників.....	44
Човнюк Ю.В. Про коректний підхід у моделюванні й аналізі динаміки вібраційних машин в умовах взаємодії з оброблюваним середовищем.....	47
Жерновий А.С. Альтернатива капітальному ремонту двигуна .....	54
Баранов Ю.О. Ударно-вібраційні машини з електромагнітним приводом на випрямленому струмі.....	60
Ручинський М.М. Високоєфективна машина для формування фундаментних блоків .....	63
Свідерський А.Т. Вивчення та впровадження сучасних гідравлічних вібраційних систем у виробничий процес – шлях до створення універсальних само адаптованих високопродуктивних віброущільнювачів .....	66
Стройков В.В. Критерии оптимизации виброударных площадок.....	71
Сердюк В.І. Розробка методу регулювання нерівномірного розподілу машин за критичними параметрами.....	74
Чернега Г.К. Удосконалення методів вимірювання та контролю компресії ДВЗ .....	79
Лесько В.І. Надійність гідроприводів БДМ.....	82
Лобков Я.Ю. Розробка технологічного процесу багатоелектродного автоматичного дугового широкошарового наплавлення деталей будівельних і гірничих машин.....	85
Клименко М.О. Фізика процесу перемішування та оцінка його ефективності.....	89
Косминський І.В. Довантажувачі в технології бетону .....	93
Басараб В.А. Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки.....	96
Корнійчук Б.В. Підвищення ефективності роботи ударно-вібраційних машин з електромагнітним приводом .....	99
Правила підготовки рукописів.....	102



**СМІРНОВ Вячеслав Миколайович**, декан факультету автоматизації і інформаційних технологій КНУБА, кандидат технічних наук, професор, Заслужений працівник освіти України, Лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки

## **КАФЕДРА МАШИН І ОБЛАДНАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ: ІСТОРІЯ, ЗДОБУТКИ, НАПРЯМКИ ДІЯЛЬНОСТІ І РОЗВИТКУ**

Кафедра була започаткована в 1963 р. (наказ № 749 від 13.07. 1963 р.) і мала назву "Експлуатація і ремонт будівельних машин". В зв'язку з розширенням тематики наукових напрямків та діяльності в учбовому процесі кафедра в 2001 р. рішенням Вченої ради університету (наказ ректора № 80 від 11.04.2001 р.) отримала сучасну назву.

Першим завідувачем кафедри (1963-1968 рр.) був Лауреат Державної премії СРСР, к.т.н. Петро Григорович Гребельник (1902-1975). В першому складі кафедри були к.т.н. доц. Саранча Г.А., к.т.н. доц. Степенко В.П., ст.викл. Сапунов С.І. Потім кафедра поновилася викладачами: Большаков А.М. (1963 р.), доц. Кулаков Г.Г. (1964 р.), к.т.н. доц. Юрін Я.Т. (1965 р.), ст.викл. Заверюха О.М. (1964 р.), доц. Петров Г.І. (1966 р.), к.т.н. доц. Поповиченко Г.Д. (1967 р.).

З 1968 р. кафедру очолив к.т.н. проф. Чубук Ю.Ф., який перейшов з кафедри будівельних машин. Разом з цієї ж кафедри перейшли ст.викл. Добровольський В.І., доц. Морозов М.К., ас. Трюхан В.В. Згодом кафедра доповнилася викладачами: к.т.н. доц. Сівко В.Й. (1969 р.), ас. Чернега Г.К. (1969 р.) та ас. Кравчук В.Т. (1969 р.).

Крім учбового процесу значно розширилися наукові дослідження. Була створена міжгалузева лабораторія при Міністерстві промислового будівництва (керівник доц. Г.Д. Поповиченко), згодом був організований філіал кафедри при тресті "Будмеханізація" Головкиївміськбуду. Викладачами кафедри розроблялися програми дисциплін за новими навчальними планами, друкувалися підручники та учбові посібники.

Була відкрита аспірантура. У різний час аспірантами кафедри Назаренком І.І. (1975 р.), Гарнецем В.М. (1977 р.), Яковенком В.Б. (1981 р.) під керівництвом проф. Чубука Ю.Ф. були захищені кандидатські дисертації.

Проводилася науково-дослідна робота студентів. Кафедра протягом декількох років займала перші місця по науковій роботі студентів.

З 1988 р. кафедру очолив д.т.н. проф. Назаренко І.І. З часом на кафедрі створилася наукова школа вібраційної техніки, технології і оптимізації параметрів руху машин, результати якої відомі в Україні та за її межами. На базі цієї школи співробітниками кафедри (І.І. Назаренком, В.Й. Сівком, В.С. Ловейкіним, В.Б. Яковенком) були захищені докторські дисертації та ряд кандидатських дисертацій (Ю.О. Барановим, В.А. Омельченком, А.Т. Свідерським, М.М. Ручинським).

Наукові здобутки кафедри (1985 р.) були оцінені Ш премією Мінвузу України. Була розроблена модель електромагнітного вібромайданчика спільно з кафедрою електротехніки (д.т.н. проф. В.Л. Іносов, д.т.н. проф. І.І. Назаренко, к.т.н. доц. Ю.О.

Баранов), яка демонструвалася на ВДНГ України і була оцінена срібною медаллю виставки.

В сучасний період кафедра здійснює підготовку бакалаврів, спеціалістів і магістрів за спеціальністю "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання". Крім цього викладачі кафедри проводять зайняття по 22 дисциплінам на 7 спеціальностях університету. Учбовий процес і наукові дослідження на кафедрі ведуть 7 професорів, 4 доценти, 1 ст. викладач, 3 асистенти, 5 інженерів і лаборантів.

За час існування кафедри її співробітниками видано 35 підручників і навчальних посібників, серед яких:

- І.І. Назаренко "Машини для виробництва будівельних матеріалів",
- С.К. Полянський "Експлуатаційні матеріали.",
- Г.А. Саранча "Метрологія і стандартизація",
- В.Й. Сівко "Механічне устаткування підприємств будівельних виробів" та інші.

Крім того опубліковано більше 30 монографій, 1000 наукових статей і методичних розробок. На кафедрі захищено 4 докторських і 20 кандидатських дисертацій.

Студенти приймають активну участь та неодноразово були призерами в олімпіадах за спеціальністю "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні і меліоративні машини і обладнання" (відповідальний ас. Клименко М.О.).

На кафедрі сформувалися і успішно розвиваються наступні основні наукові напрямки: розробка теорії робочого процесу машин будівництва і створення на цій основі вискоефективних машин нового покоління та новітніх технологій; напружено-деформований стан матеріалу в робочих процесах будівельних машин; наукові основи діагностування машин і їх приводів з метою підвищення експлуатаційної надійності машин і ефективної експлуатації двигунів будівельної техніки.

Кафедра підтримує тісні творчі зв'язки з багатьма організаціями та підприємствами: УБК тресту "Будмеханізація", ВАТ ЕМЗ "Металіст", СБМУ тресту "Будмеханізація", УБМ тресту "Будмеханізація", ЗБК №1 та інші.





**НАЗАРЕНКО Іван Іванович, д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри  
МОТП КНУБА, дійсний член Академії будівництва України**



Народився 20 січня 1944 р.

В 1968 р. закінчив Київський політехнічний інститут. За фахом - "інженер-механік". 1968-71 рр. - інженер інституту "Діпробуд"; 1971-73 рр. - аспірант КІБІ; 1973-87 рр. - асистент, доцент КІБІ; з 1987 р. - завідувач кафедри ЕРБМ КІБІ. Автор 220 праць, з них: 25 - підручники, монографії, посібники; 42 - методичні розробки; 19 - авторські свідоцтва і патенти; 134 - статті

*Основні напрями наукової діяльності:* аналіз і синтез машин будівельної індустрії на основі врахування динамічних властивостей робочих органів і оброблюваних середовищ, що розглядаються як єдина система, рух якої є найбільш ефективним в автоколивальному, самоналаштованому енергетичному і силовому режимі.

За цим напрямком закладені основи наукової школи, результатом якої є підготовка 3 докторів наук і 9 кандидатів наук.

УДК 693.542.523

## **ТЕОРІЯ І ПРАКТИКА СТВОРЕННЯ МАШИН БУДІНДУСТРІЇ НА ОСНОВІ СИНТЕЗУ СИСТЕМ "МАШИНА-СЕРЕДОВИЩЕ"**

Найбільш поширеною технікою в будіндустрії є змішувачі та вібраційні машини, особливо вібромайданчики для ущільнення бетонної суміші.

З моменту створення перших вібромайданчиків (1930 р.) вчені і інженери шукали шляхи вдосконалення конструкцій цих машин, а також розробки найбільш досконалих методів розрахунку. На жаль початкові теоретичні дослідження ґрунтувалися на спробі створення "галузевої" теоретичної бази, уявлення про систему "машина-середовище" як таку, що веде себе подібно твердому тілу. Феномен збільшення амплітуди коливань гідромашини при навантаженні середовищем не був нічим поясненим, як представлення деякої "фіктивної" (від'ємної) маси. Такий підхід стримував розвиток і теорії, і обґрунтованих розробок нових конструкцій машин.

З застосуванням класичної теорії коливань механічних систем та механіки суцільних середовищ було пояснено ряд фізичних процесів, що відбуваються в системі "машина-середовище", та сформульовані основні положення до визначення параметрів робочого процесу, невирішеною залишалася проблема напрямків вдосконалення існуючої та створення нової вібротехніки для ущільнення бетонних сумішей.

Одним із шляхів вирішення цієї проблеми були покладені наступні робочі гіпотези:

1. Система "машина-середовище" представляє собою складну гібридну (змішану) динамічну систему, в якій машина є система з дискретними параметрами, а середовище - з розподіленими параметрами і ця система може бути редуцирована до розрахункової у вигляді системи з дискретними параметрами, в якій збережені хвильові явища середовища і представлені контактною силою.

2. Підвищення ефективності віброущільнюючих будівельних машин досягається шляхом створення конструктивних схем з ефективним використанням енергії, що



підводиться до середовища як на основному, так і на супергармонічному резонансному режимі коливань вібраційної системи, а також зі змінним, керованим у часі, режимом роботи.

3. Надійність машин забезпечується раціональним поєднанням ефекту удару і вібрації на понижених частотах, а також застосуванням надійних (наприклад, електромагнітних) вібробуджувачів коливань.

В проведених теоретичних дослідженнях [3, 11-20], а також в практичній реалізації [1, 2, 5, 6] була започаткована наукова ідея проблеми:

розробка надійних і найбільш ефективних віброуцільнюючих машин для різних умов формування бетонних і залізобетонних виробів забезпечується становленням і раціональним використанням і раціональним використанням закономірностей зміни внутрішніх (пружно-інерційних і дисипативних) властивостей системи "машина-середовище".

В теоретичних дослідженнях розглядалася модель (рис. 1).

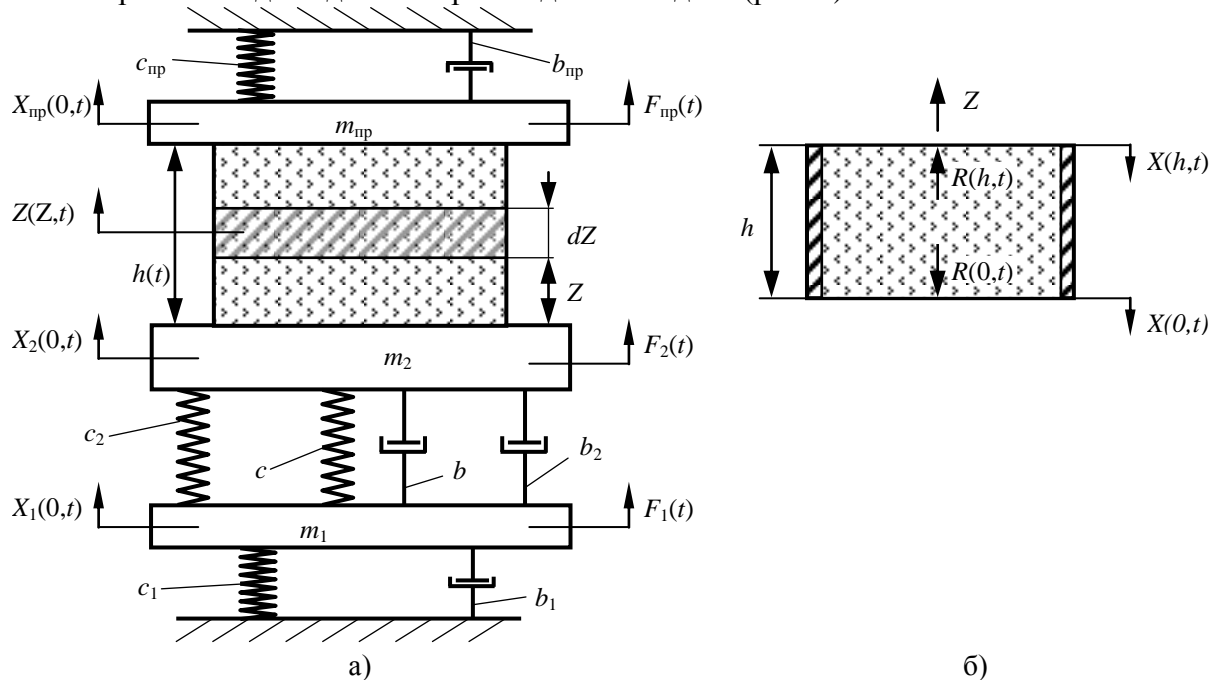


Рис. 1. Розрахункова модель:  
а – загальна; б – редуцирована

У відповідності до запропонованого методу [13], оброблювальне в процесі коливань середовище враховується в рівняннях руху робочих органів машин за допомогою контактної сили (рис. 1, б), названої реакцією середовища. Для пошуку реакції застосовувалося рівняння руху

$$\frac{\partial^2 u(z, t)}{\partial z^2} = \frac{\rho^*(z, t)}{E^*(z, t)} \cdot \frac{\partial^2 u(z, t)}{\partial t^2} \quad (1)$$

де  $u(z, t)$  – переміщення по координаті  $Z$  в момент часу  $t$ ;  $\rho^*(z, t)$  – щільність суміші;  $E^*(z, t)$  – комплексний модуль потужності.

Рішення рівняння (1) методом Фур'є при законах зміни змущуючої сили:

$$F(t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} F_n e^{in\omega t},$$

де  $\omega = 2\pi/T$ ;  $n = \pm 1, \pm 2, \dots$ ;  $F_n = \frac{1}{T} \int_{-\tau/2}^{\tau/2} F(\tau) e^{in\omega\tau} d\tau$ ;

отримана реакція середовища

$$R(0,t) = \sum_{n=-\infty}^{+\infty} X_n \omega_n \omega_0 n^2 \sqrt{a_n^2 + d_n^2} e^{i \arctg \frac{a_n}{d_n}} e^{i n \omega t} \quad (2)$$

де  $m$  – маса суміші;  $a_n, d_n$  – хвильові коефіцієнти:

$$a_n = \frac{\alpha_n \operatorname{sh} 2\alpha_n h + \beta_n \sin 2\beta_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[\operatorname{ch} 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]};$$

$$d_n = \frac{\alpha_n \sin 2\beta_n h - \beta_n \operatorname{sh} 2\alpha_n h}{h(\alpha_n^2 + \beta_n^2)[\operatorname{ch} 2\alpha_n h + \cos 2\beta_n h]}.$$

Як випливає із виразу (2) реакція складається із суми квадратів двох членів, які відрізняються між собою коефіцієнтами  $a_n$  і  $d_n$ , що за фізичною сутністю визначають ступінь впливу пружно-інерційних (реактивних) і дисипативних (активних) складових сил середовища на рух системи в цілому.

Отримані теоретичні залежності [3, 12-18] дали можливість повністю оцінити вплив активних і реактивних сил на рух системи (рис. 2).

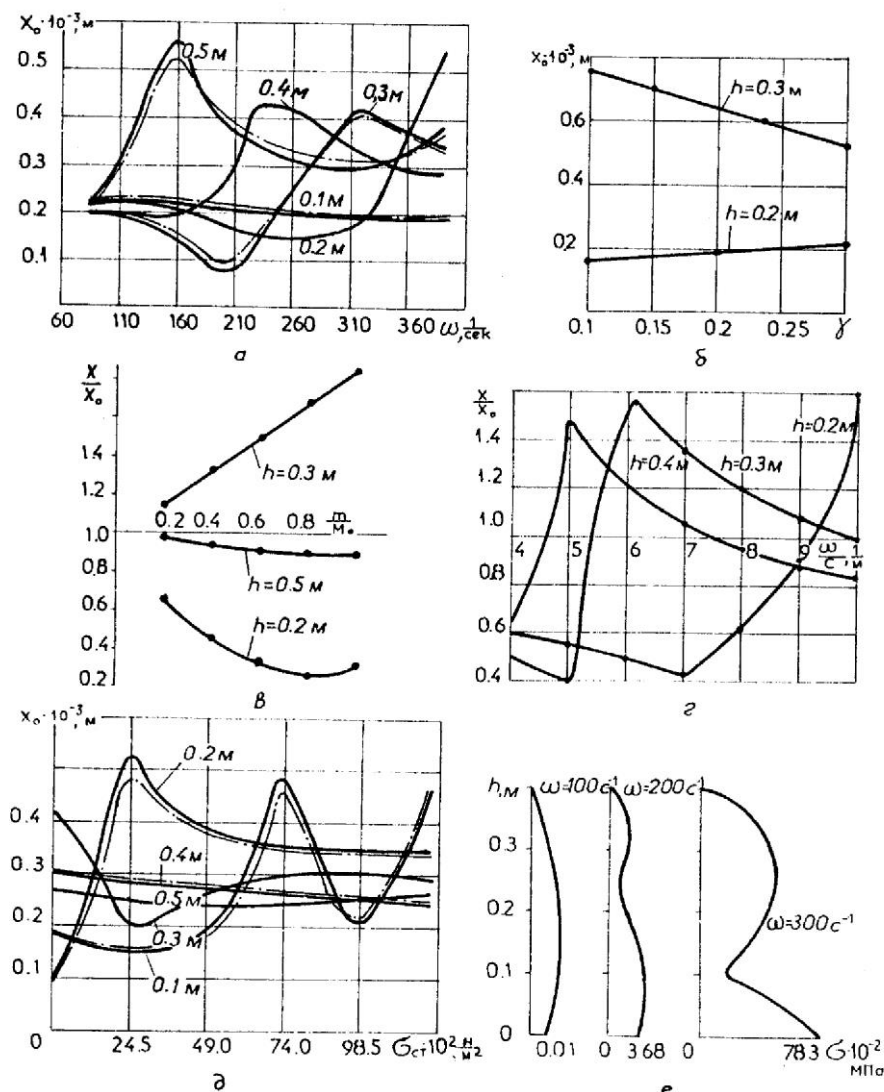


Рис. 2. Вплив характеристик активних і реактивних сил на рух системи

Дослідженню руху віброударних систем присвячено багато робіт, що являють собою аналіз і синтез механічних віброударних систем. Щодо робіт, присвячених дослідженню віброударних машин для ущільнення бетонних сумішей, можна відмітити, що в цих роботах визначаються параметри руху подібних систем, виходячи із тих чи

інших припущень. Найбільш загальними є припущення щодо моделі системи "вібростанок - оброблювальне середовище", яка представляється дискретною. В роботах [3, 5, 7, 11-18] зроблено уточнення моделі, де запропоновано методу переходу від дискретно-континуальних систем (дискретна – станок, континуальна – середовище) до суто дискретних з урахуванням хвильових явищ у бетонній суміші. Такий підхід дає можливість значно спростити розрахункову схему. Принцип переходу найбільш реальної схеми до розрахункової (дискретної) приведено в роботі [3] (рис. 3).

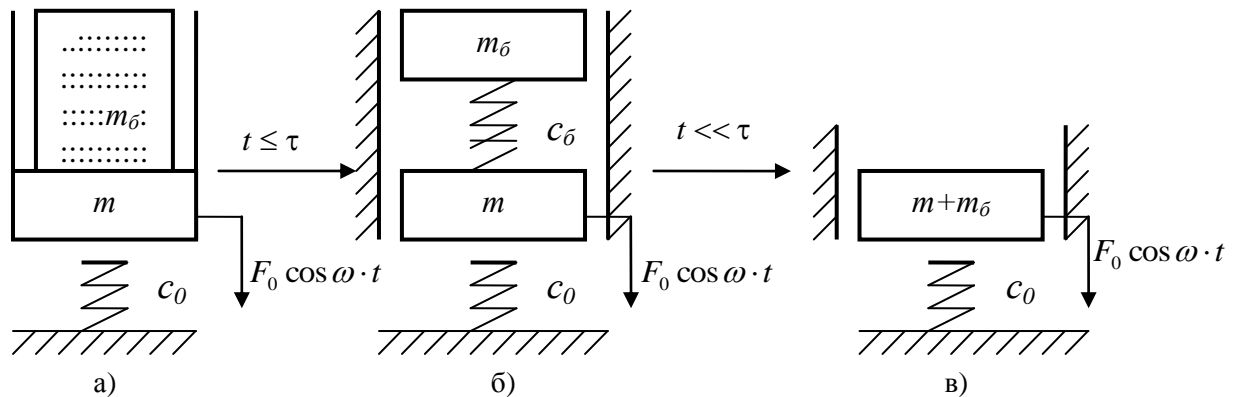


Рис.3. Розрахункові схеми вібростанку:

а – дискретно – континуальна, б – дискретна (двомасова), в - дискретна (одномасова)

Одним із основних критеріїв таких систем – енергія удару в періодичному русі, яка і визначає ефективність режиму.

Розглянемо умову існування стійкості режимів руху системи з відривом від пружного обмежника коливань (рис. 3, в) на межах лінійних ділянок:

$$\frac{\varepsilon^2}{|1 - \varepsilon^2|} \cdot \frac{\sin \varphi + \sin(\tau_x + \varphi)}{2} \leq q \leq \frac{\varepsilon^2}{1 - \varepsilon^2}; \quad (3)$$

де  $\varepsilon^2 = \frac{c}{m\omega^2}; \varphi = \frac{\pi + \tau_x}{2}; \left( \varphi = \frac{3\pi + \tau_x}{2} \right)$

В залежностях (3) прийняті умовні позначення:

$c$  – пружна жорсткість обмежника;  $q$  – відношення ваги вібростанку ( $Q=mg$ ) до

амплітуди змушуючої сили  $F_0$ :  $q = \frac{Q}{F_0}$ ;  $\omega$  – частота змушуючої сили;  $\tau_x$  - тривалість руху

вібростанку у контакті з пружним обмежником коливань:  $\tau_x = \frac{\pi}{\varepsilon}$ ;  $\varphi$  - фазовий кут, який

в розрахунках приймається таким, що забезпечує додатне значення  $q$  на границях

$c = \infty (\varepsilon = \infty, \tau_x = 0)$ , умова (3) дає значення:

$$q = 1 \quad (4)$$

Із (4) випливає, що верхня і нижня межі областей стійких режимів суміщаються.

Разом з тим, стійкість періодичних режимів при абсолютно жорстких обмежниках коливань визначається співвідношенням

$$1 \leq q \leq \infty \quad (5)$$

При порівнянні співвідношень (4) і (5) випливає, що існування стійких періодичних режимів руху систем з пружними обмежниками (при жорсткості  $c \rightarrow \infty$ ) при граничному значенні не переходить в умову стійкості при русі відповідних систем із співударом об абсолютно жорсткі обмежники. Для ліквідації цього неспівпадання врахування ударної взаємодії є заміна пружності і дисипації обмежників ударною парою з урахуванням



тривалості співудару. Такий підхід дозволяє врахувати ударну взаємодію в вібростемі теоремою імпульсів і коефіцієнтом відновлення швидкості удару.

Рух маси  $m$  при відсутності контакту описується рівнянням

$$m\ddot{y} = F_0 \cos(\omega t + \varphi) + Q.$$

Запишемо його в безрозмірних параметрах, враховуючи, що

$$\tau = \omega \cdot t, y = \frac{q\omega^2}{g}, \quad (6)$$

Отримаємо

$$\ddot{y} = \cos(\tau + \varphi) + q. \quad (7)$$

Якщо прийняти, що удар здійснюється в момент  $\tau = 0$  і триває час до моменту  $\tau = \tau_x$ , то умова на початку і в кінці руху вібромашини при відриві від обмежника будуть такими:

$$\text{при } \tau = \tau_x, y = 0, \dot{y} = -R\dot{y}_0; \quad (8)$$

$$\text{при } \tau = 2\pi \cdot i, y = 0, \dot{y} = \dot{y}_0, i = 1, 2, 3, \dots$$

де  $R$  – коефіцієнт відновлення швидкості удару  $\dot{y}_0$ .

Використовуючи (6) і (7), отримаємо закономірність руху вібромашини у відриві від обмежника коливань:

$$\begin{aligned} y &= a \sin \varphi + b \cos \varphi + cP_0, \\ \dot{y} &= \dot{a} \sin \varphi + \dot{b} \cos \varphi + \dot{c}P_0. \end{aligned} \quad (9)$$

де  $a, b, c$  – прийняті змінні:

$$\begin{aligned} a &= \frac{(\tau - 2\pi \cdot i) \sin \tau_x}{2\pi \cdot i - \tau_x} + \sin \tau; \\ b &= \frac{(\tau - 2\pi \cdot i)(1 - \cos \tau_x)}{2\pi \cdot i - \tau_x} - \cos \tau + 1; \\ c &= \frac{(2\pi \cdot i - \tau)(\tau_x - \tau)}{2}, \end{aligned}$$

$a, b, c$  з крапками – похідні змінних по  $z$ .

Визначення параметра  $q$ , при якому забезпечується максимальна швидкість удару і, як наслідок, висока технологічна ефективність [3] знаходиться із рівняння

$$\frac{\partial \dot{y}_0}{\partial q} = 0.$$

Максимальне значення швидкості удару

$$\dot{y}_{0\max} = q_{\text{opt}} \frac{2\pi \cdot i - \tau_x}{1 + R}.$$

Розглянемо тепер рух вібромашини в інтервалі  $0 \leq \tau \leq \tau_x$ . В безрозмірних змінних будемо мати

$$\ddot{y}_1 + 2n\dot{y}_1 + \varepsilon^2 y_1 = \cos(\tau + \varphi) + mg \quad (10)$$

де  $n'$  - коефіцієнт дисипації;  $\varepsilon^2 = \frac{c_0}{m\omega^2}$ ;  $2n = \frac{n'}{m\omega}$ .

Так як рух є періодичним, то

$$y_1(0) = y(2\pi \cdot i) = 0; \quad \dot{y}_1(0) = \dot{y}(2\pi \cdot i) = \dot{y}_0. \quad (16)$$

На основі (10) і (11) отримуємо закономірності руху вібромашини в контакті з обмежником ( $0 \leq \tau \leq \tau_x$ )

$$\begin{aligned} y_1 &= \dot{y}_0 a_1 + b_1 \sin \varphi + c_1 \cos \varphi + d_1 q, \\ \dot{y}_1 &= \dot{y}_0 \dot{a}_1 + \dot{b}_1 \sin \varphi + \dot{c}_1 \cos \varphi + \dot{d}_1 q. \end{aligned} \quad (12)$$

В (12) як і в (9) крапки над  $a_1, b_1, c_1, d_1$  є похідними по  $\tau$ , а саме

$$\begin{aligned}
 a_1 &= e^{-n\tau} \varepsilon_1^{-1} \sin \varepsilon_1 \tau; d_1 = (1 - \dot{a}_1 - na_1) \varepsilon^{-2}; \\
 b_1 &= [(a_1 - \sin \tau) \cos \psi + (\cos \tau - d_1 - na_1) \sin \psi] \left[ (1 - \varepsilon^2)^2 + 4n^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\
 c_1 &= [(\cos \tau - d_1 - nd_1) \cos \psi - (a_1 - \sin \tau) \sin \psi] \left[ (\varepsilon^2 - 1)^2 + 4n^2 \right]^{\frac{1}{2}}; \\
 \varepsilon_1 &= \sqrt{\varepsilon^2 - n^2}; \operatorname{tg} \psi = \frac{2n}{\varepsilon^2 - 1}.
 \end{aligned} \tag{13}$$

Для моменту  $\tau_x$  відриву вібромашини від обмежника коливань отримаємо

$$y_1(\tau_x) = y(\tau_x) = 0; \dot{y}_1(\tau_x) = \dot{y}(\tau_x) = -R\dot{y}_0 \tag{14}$$

Після відповідних перетворень отримаємо залежності для визначення  $R$  і  $\tau_x$ :

$$R = \frac{\delta \left( \dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) + 2\lambda_1 (\dot{d}_1 + \delta \dot{a}_1)}{\delta \left( \dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) - 2\lambda_1 (\delta + \dot{d}_1)}, \tag{15}$$

$$2\lambda_1 \left[ \dot{d}_1 (d_1 - 1) - a_1 (\delta + \dot{d}_1) \right] + \left( c_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) \left[ 2\dot{d}_1 + \delta (1 + d_1) \right] - \left( \dot{c}_1 + \dot{b}_1 \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2} \right) (2d_1 + \delta a_1) = 0,$$

де  $\lambda_1 = \frac{2}{\delta} + \operatorname{ctg} \frac{\tau_x}{2}$ ;  $\delta = 2\pi \cdot i - \tau_x$ .

Тут під  $a_1, b_1, c_1, d_1, \dot{a}_1, \dots$  розуміються значення цих величин при  $\tau = \tau_x$ :

$$\tau_x = \frac{\pi}{\sqrt{\varepsilon^2 - n^2}}; R = e^{-n\tau_x}. \tag{16}$$

Ці співвідношення для нашої системи (див. рис. 3) справедливі при  $F_0 = 0$ .

Як впливає з рис. 4, що побудований на основі формул (15) для різних значень  $n$  (суцільні лінії) і по формулам (16) (пунктирні лінії), при  $\frac{\varepsilon}{n} \rightarrow \infty$   $\gamma \rightarrow 0$ ,  $R \rightarrow 1$  і  $\tau_x \rightarrow 0$ .

Штрихпунктирна крива, яка проведена через точки перетину кривих  $R = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$  і  $\gamma = f\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$  обмежує значення  $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$ , при яких можлива заміна пружності і дисипації ударною парою. Із збільшенням відношення  $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$  значення  $R$  і  $\tau_x$  розраховані по залежностям (15) і (16) відповідно сходяться і при визначених значеннях  $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$  стають однаковими. Це обумовлюється тим, що по мірі зростання відношення  $\left(\frac{\varepsilon}{n}\right)$  збільшується нелінійність системи. При цьому завдяки зменшенню  $\tau_x$  змушуючи сила вібромашини  $F_0 \rightarrow \text{const}$ .

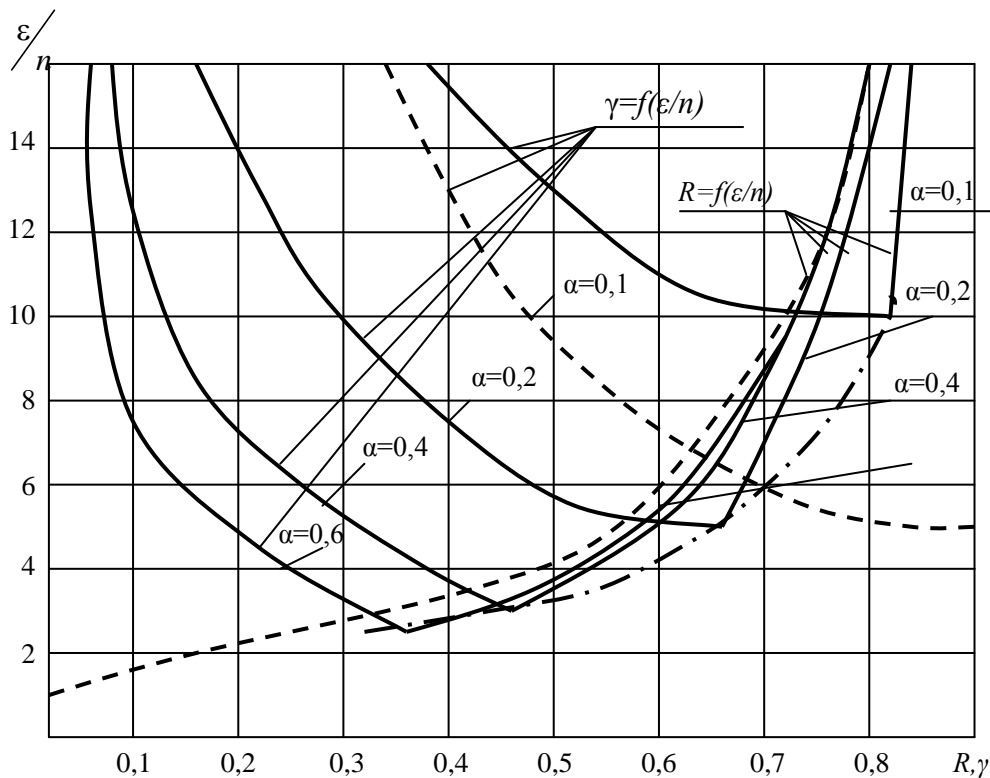


Рис.4. Діаграма залежностей коефіцієнта відновлення швидкості від співвідношення  $\frac{\epsilon}{n}$

Разом з тим, за рахунок збільшення не лінійності зменшується вплив змушуючої сили і ваги на процес співударяння і посилюється вплив ударного імпульсу. Цікаво відмітити, для тих умов формули (15) і (16) дають дуже близькі результати.

Визначимо тепер умову існування і стійкості періодичних режимів. Область дійсних значень  $y_0$  обмежується співвідношенням

$$q \leq \frac{\lambda \sqrt{\epsilon_1^2 + \epsilon_2^2}}{f_1} \quad (17)$$

Для реального виникнення періодичних режимів необхідно забезпечити визначені обмеження параметрів системи і збурення, визначеними умовами стійкості цих режимів. Для системи (рис.3, в) межа областей стійкості періодичних режимів визначається рівнянням:

$$\pm \dot{y}_0 (1 \pm R)^2 + (2\pi \cdot i - \tau_x) [q(1+R) + \cos(\tau_x + \varphi) + R \cos \varphi] = 0 \quad (18)$$

Тут верхні знаки перед  $\dot{y}_0$  і  $R$  відповідають нижній, а нижні знаки – верхній межі. Виключивши із (18)  $\dot{y}_0$  і  $\varphi$ , за допомогою залежності (9) отримуємо границі областей стійкості режимів на площині параметрів  $q$  і  $R(\tau_x)$

Карта стійкості приведена для двох значень коефіцієнта опору  $n = 0,2$  і  $n = 0,4$ . Із карти стійкості слідує, що із збільшенням дисипації область стійких режимів руху системи зменшується при  $R \rightarrow 0$ . При  $R = 1$  (абсолютно пружна система співудару) границі стійких режимів, що визначаються рівнянням (18), співпадають з границями, які визначаються співвідношенням (5).

Аналіз отриманих результатів показує на існування декількох зон стійкості, що важливо для визначення параметрів віброударної системи, які, як відомо, зводяться до двох основних:

$$\epsilon = \sqrt{\frac{c}{m\omega^2}} \quad \text{і} \quad q = \frac{mg}{F_0} \quad (19)$$

Значення  $\varepsilon$  і  $q$  приведені в роботах [3, 5].

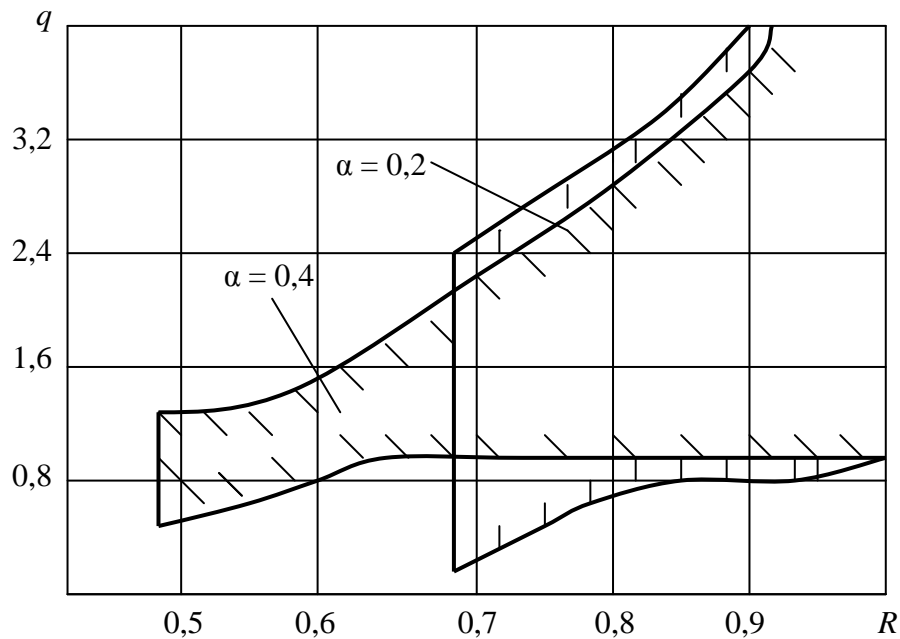


Рис.5. Карта стійкості вібростеми

Аналіз отриманих теоретичних досліджень дав можливість запропонувати принципово нові конструкції машин, що захищені авторськими свідоцтвами та впроваджені у виробництво.

Теорія робочого процесу найшла відображення в учбовому процесі [1, 2, 3, 7, 9, 10] і в подальших дослідженнях аспірантів кафедри, що успішно захистили дисертації (Баранов Ю.О., Омельченко В.А., Свідерський А.Т., Ручинський М.М.) та працюють над завершенням своїх робіт (Клименко М.О., Косминський І.В.).

#### *Основні праці:*

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. – К.: Віпол, 1999. – 485 с.
2. Назаренко І.І., Кархов А.А. Строительные машины и оборудование. Учебник. – К.: Вища школа, 1986. – 277 с.
3. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем. Учебное пособие. – К.: Віпол, ІСДО, 1993. – 216 с.
4. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем. Навчальний посібник. – Київ-Полтава, ІЗІН, 1998. – 175 с.
5. Назаренко І.І. Высокоэффективные виброформовочные машины. Монография. – К.: Вища школа, 1988. - 140с.
6. Назаренко І.І., Пенчук В.А., Гарнец В.Н., Бондаренко Ф.Ф. Механизация и автоматизация трудоемких процессов на предприятиях сборного железобетона. Монография. – К.: Будивзельник, 1988. - 168с.
7. Чубук Ю.Ф., Назаренко І.І., Гарнец В.Н., Яковенко В.Б. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. Учебное пособие. – К.: Вища школа, 1985. – 168 с.
8. Назаренко І.І., Пенчук В.А., Сердюк В.И., Хмара Л.А. Основы модернизации строительных машин. Монография. – К.: Леся, 2003. - 163 с.
9. Онищенко О.Г., Назаренко І.І., Баладинський В.Л. Будівельна техніка. Підручник. - Київ-Полтава, ПДТУ, 2001. – 463 с.
10. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Фізичні основи механіки будівельних матеріалів. Навчальний посібник. – Львів: Афіша, 2002. – 128 с.





11. Назаренко И.И. Определение сил сопротивления бетонной смеси при колебаниях виброплощадки// Горные, строительные и дорожные машины. – 1973. - №6.
12. Назаренко И.И. Динамика вибрационной площадки// Горные, строительные и дорожные машины. – 1977. - №23.
13. Назаренко И.И. К синтезу моделей динамической системы "вибромашина - бетонная смесь"// Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. - Рига, РПИ, 1979. с.220-221.
14. Назаренко И.И. Эффективность вибрационной машины// Горные, строительные и дорожные машины. – 1984. - №37. - С.96-102.
15. Назаренко И.И. Проблема расчета и создания высокоэффективных виброплощадок для уплотнения бетона// Статика и динамика пространственных конструкций. – К.: КИСИ, 1985. - С.137.
16. Назаренко И.И. Определения критерия эффективности виброуплотняющих машин методом динамической петли гистерезиса// Сб. "Рабочие процессы и динамика машин для разработки, уплотнения грунтов и вибрационного формования изделий". - Ярославль, 1986.
17. Назаренко И.И. Многорежимные вибромашинны для формования железобетонных изделий// Горные, строительные и дорожные машины. – 1988. - №41.
18. Назаренко И.И., Човнюк Ю.В. Дискретно-континуальное моделирование процессов виброударного формования длинномерных строительных изделий и конструкций// Сб. научных статей "Теория и практика процессов измельчения, разрушения, смешивания и уплотнения". - Одесса, ОГМА. – 2002. – С.94-102.
19. Назаренко І.І., Клименко М.О. Теоретичне та експериментальне дослідження руху матеріалу в гладкому обертовому барабані// Техніка будівництва. – 2002. - №12.
20. Назаренко І.І., Гарнець В.М., Баранов Ю.О., Омельченко В.А., Свідерський А.Т., Ручинський М.М. Високоєфективні машини для виготовлення виробів із бетонних сумішей// Техніка будівництва. - 2001. - №9.

**ЛОВЕЙКІН В'ячеслав Сергійович, доктор технічних наук, професор**

Народився 14 квітня 1950 року в с. Велика Левада Городоцького району Хмельницької області.

Навчався в Київському інженерно-будівельному інституті, який закінчив з відзнакою в 1972 р. за спеціальністю "Будівельні машини та обладнання". Працював на виробництві, а з 1976 р. до теперішнього часу науковий співробітник і викладач Київського національного університету будівництва і архітектури. Автор двох монографій, підручника, чотирьох навчальних посібників та більше двохсот наукових статей.

*Основні напрямки наукової діяльності:* оптимізація динамічного режиму руху механізмів і машин

## **ОПТИМІЗАЦІЯ ДИНАМІЧНОГО РЕЖИМУ РУХУ МЕХАНІЗМІВ І МАШИН З УРАХУВАННЯМ ОПОРУ, ПРОПОРЦІЙНОГО ШВИДКОСТІ**

Режими руху механізмів і машин мають значний вплив на якість виконання технологічних процесів, їхню продуктивність, надійність та енергетичні витрати. Проблемі оптимізації режимів руху машин і механізмів присвячена значна кількість праць [1-21]. Однак, в основному розглядались задачі оптимізації без врахування сил опору, які виникають під час руху.

*Метою* цієї роботи є розробка методики оптимізації режимів руху механізмів і машин з урахуванням опору, пропорційного швидкості.

Для оптимізації режиму руху використовуються одиничні критерії, які відображають ті чи інші властивості механізмів і машин, або комплексні, що відображають комплекс властивостей. Визначимо оптимальний режим руху, який приводить до мінімізації силових навантажень в приводному механізмі. Для цього сформулюємо інтегральний динамічний критерій у формі критеріальної дії за Аппелем, в якій враховується складова сили опору, пропорційна швидкості руху.

Критеріальна дія за Аппелем з відомих праць [1-2] враховує тільки інерційну складову опору, яка виникає на ділянках перехідних процесів (пуск, гальмування або реверсування) і для механізму або машини з одним ступенем вільності основного руху, зведеного, наприклад, до поступальної ланки, представляється в такому вигляді

$$I_A = \int_0^{t_1} V dt = \int_0^{t_1} \frac{1}{2} m \dot{v}^2 dt, \quad (1)$$

де  $V$  – "енергія" прискорень механізму або машини [1-2];  $t$  – час;  $t_1$  – тривалість руху;  $m$  – зведена маса механізму або машини;  $v$  – швидкість руху зведеної маси.

При врахуванні сили опору "енергія" прискорень для руху приведеної матеріальної маси з одним ступенем вільності може бути представлена залежністю [15]

$$V^* = \frac{1}{2} m (w + F_0/m)^2, \quad (2)$$

де  $w = \dot{v}$  – прискорення зведеної маси;  $F_0$  – зведена сила опору, що діє на елементи механізму чи машини.

Якщо сила опору  $F_0$  лінійно пропорційна швидкості, тобто  $F_0 = bv$ , то вираз (2) представляється залежністю

$$V^* = \frac{1}{2} m (\dot{v} + kv)^2. \quad (3)$$

Тут  $b$  – коефіцієнт пропорційності, а  $k = b/m$ .

Тоді інтегральний критерій для оптимізації режиму руху з урахуванням опору, пропорційного швидкості, має вигляд

$$\dot{I}_A = \int_0^{t_1} \frac{1}{2} m (\dot{v} + kv)^2 dt. \quad (4)$$

Умовою мінімуму критерію (4) є рівняння Ейлера-Лагранжа

$$\frac{\partial V^*}{\partial v} - \frac{d}{dt} \frac{\partial V^*}{\partial \dot{v}} = 0. \quad (5)$$

Після підстановки виразу (3) "енергії" прискорень в рівняння (5), будемо мати

$$\ddot{v} - kv = 0. \quad (6)$$

Розв'язок рівняння (6) представляється в наступному вигляді:

$$v = c_1 e^{kt} + c_2 e^{-kt}; \quad \dot{v} = k(c_1 e^{kt} - c_2 e^{-kt}), \quad (7)$$

де  $c_1$  і  $c_2$  – постійні інтегрування, які визначаються з крайових умов руху. Для процесу пуску зі стану спокою  $t = 0$  і  $v = 0$  до деякої сталої швидкості при  $t = t_1$  і  $v = v_1$  швидкість і прискорення зведеної маси механізму визначаються залежностями:

$$v = v_1 \frac{e^{kt} - e^{-kt}}{e^{kt_1} - e^{-kt_1}}; \quad \dot{v} = kv_1 \frac{e^{kt} + e^{-kt}}{e^{kt_1} - e^{-kt_1}}. \quad (8)$$

Для механізму зі зведеною масою  $m = 1000$  кг, коефіцієнтом пропорційності опору  $b = 1000$  Н/(м/с) і тривалістю пуску  $t_1 = 2$  с за залежностями (8) побудовано графіки зміни швидкості та прискорення (рис. 1).

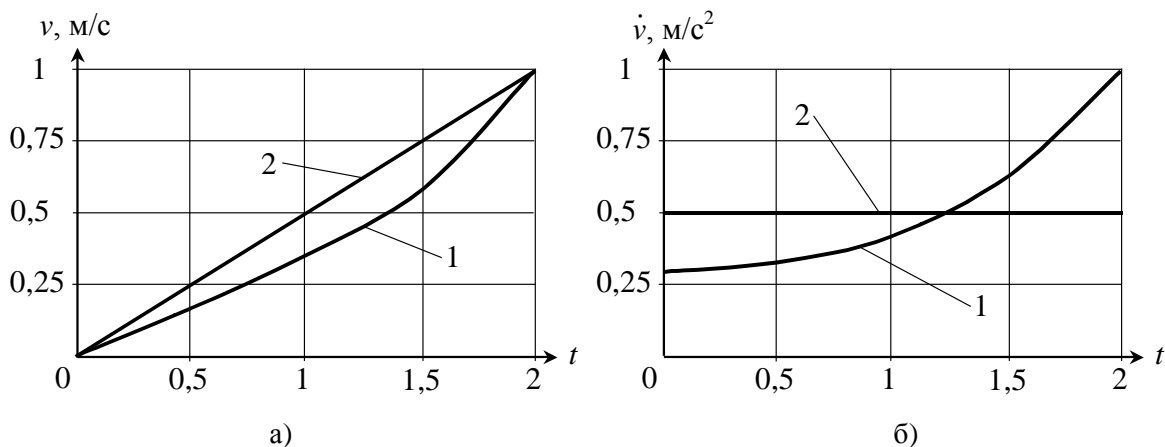


Рис. 1. Графіки зміни швидкості (а) і прискорення (б) зведеної маси з урахуванням опору (крива 1) і без врахування опору (крива 2) оптимального динамічного режиму пуску

Аналіз цих графіків показує, що в кінці пуску при врахуванні сил опору (крива 1) значно зростає прискорення, що приводить до виникнення значних коливань при переході на ділянку сталої руху. Якщо сили опору не враховуються, то при оптимальному динамічному режимі протягом всієї ділянки пуску прискорення (пряма 2) є постійною величиною. Зі збільшенням величини опору, що залежить від швидкості руху, в кінці пуску ще більше буде зростати прискорення при оптимальному динамічному режимі руху. Тому такий режим не є доцільним з позицій мінімізації коливань на ділянці сталої руху та зменшення максимального значення приводного зусилля під час пуску.

Виходячи з розглянутих міркувань більш доцільним можна вважати режим руху, при якому на всій ділянці пуску функція "енергії" прискорень (3) залишається постійною величиною, тобто

$$V^* = \frac{1}{2} m (\dot{v} + kv)^2 = \text{const}. \quad (9)$$

Залежність (9) справджується, якщо

$$\dot{v} + kv = c_0 = \text{const}, \quad (10)$$

бо зведена маса  $m$  для лінійної функції положення механізму є постійною величиною на всій ділянці руху.

Продиференціювавши по часу рівняння (10), отримаємо однорідне диференціальне рівняння другого порядку

$$\ddot{v} + k\dot{v} = 0, \quad (11)$$

розв'язок якого для тих самих крайових умов, що і в попередній задачі, має вигляд:

$$v = v_1 \frac{1 - e^{-kt}}{1 - e^{-kt_1}}; \quad \dot{v} = kv_1 \frac{e^{-kt}}{1 - e^{-kt_1}}. \quad (12)$$

Розрахунок режимів пуску за допомогою залежностей (12) при різних значеннях коефіцієнтів  $k$  при  $v_1 = 1$  м/с і  $t_1 = 2$  с зведено в таблицю 1.

Таблиця 1.

$t$	$k = 0.05$		$k = 0.25$		$k = 0.5$		$k = 0.75$		$k = 1$	
	$v, \text{ м/с}$	$\dot{v}, \text{ м/с}^2$	$v, \text{ м/с}$	$\dot{v}, \text{ м/с}^2$	$v, \text{ м/с}$	$\dot{v}, \text{ м/с}^2$	$v, \text{ м/с}$	$\dot{v}, \text{ м/с}^2$	$v, \text{ м/с}$	$\dot{v}, \text{ м/с}^2$
0	0	0,525	0	0,636	0	0,791	0	0,965	0	1,157
0,5	0,259	0,512	0,299	0,561	0,35	0,616	0,403	0,664	0,455	0,701
1	0,512	0,5	0,562	0,495	0,622	0,48	0,679	0,456	0,731	0,425
1,5	0,759	0,488	0,795	0,437	0,835	0,374	0,869	0,313	0,88	0,258
2	1	0,475	1	0,385	1	0,291	1	0,215	1	0,157

Для випадків, коли  $k = 1$  (криві 1) і  $k = 0$  (прямі 2) побудовано графіки зміни швидкості та прискорення зведеної маси механізму (рис. 2).

З цих міркувань видно, що при  $k = 0$  режим руху з постійною "енергією" прискорень співпадає з оптимальним динамічним режимом пуску без врахування сил опору (прямі 2 на рис. 1). При  $k = 1$ , коли враховуються сили опору пропорційні швидкості, режим руху з постійною "енергією" прискорень починається з максимального прискорення, що може викликати коливання на ділянці пуску. Однак в кінці пуску прискорення мінімальне, що дає можливість здійснювати плавний перехід між ділянками пуску та сталого руху, про що свідчить графік швидкості (крива 1 на рис. 2, а). Цей режим забезпечує також рух на ділянці пуску з постійною потужністю приводу, що дає можливість раціонально використовувати енергетичні можливості приводного механізму.

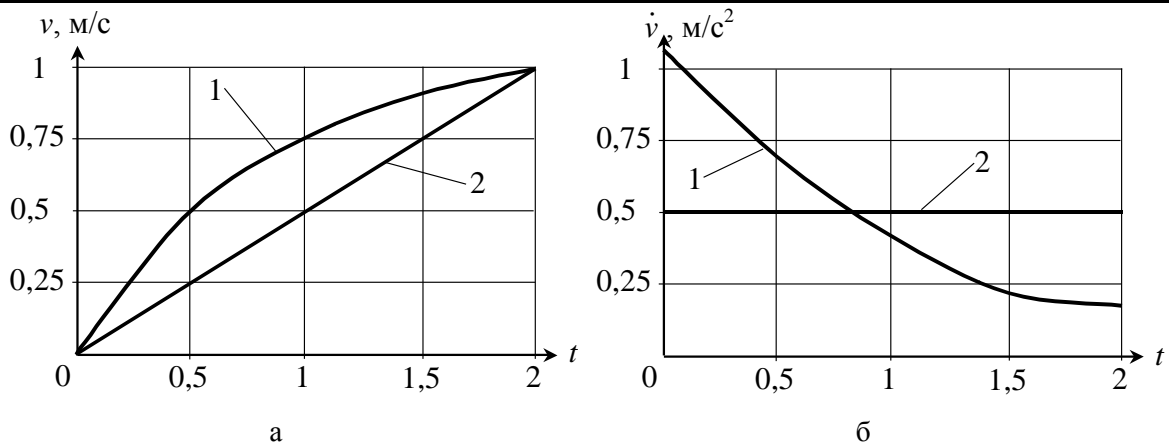


Рис. 2. Графіки зміни швидкості (а) і прискорення (б) при режимі руху з постійною "енергією" прискорень на ділянці пуску механізму

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що в залежності від умов роботи механізму або машини можна вибирати той чи інший режим руху, який забезпечує найвищий рівень ефективності. На основі синтезованих режимів руху здійснюється розробка конструкцій приводів і систем керування.

Результати роботи використані при проектуванні стрілових систем порталних кранів у ВО "Азовмаш" (м. Маріуполь), при модернізації гідроприводу екскаватора ЕО-2621 ВО "Борекс" (м. Бородянка Київської обл.), при розробці баштових кранів ВО "ЕСМА" (м. Київ), при розробці нормативно-технічної документації на вантажопідйомну техніку АТ СП "Монтажспецтехніка" (м. Київ), а також в учбовому процесі в курсі "Теорія технічних систем" і при виконанні дипломних проектів та магістерських робіт студентами і магістрами спеціальності "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні та меліоративні машини і обладнання".

#### Основні праці:

1. Горский Б.Е., Ловейкин В.С. Расширение понятия коэффициента полезного действия на все удельные действия // Динамика прочность тяжелых машин. – Днепропетровск: Изд-во ДГУ, 1982. – Вып. 6. – С. 13-20.
2. Горский Б.Е., Ловейкин В.С. Критерии динамического совершенствования механических систем // Теория машин металлургического и горного оборудования. – Свердловск: УПИ, 1989. – С. 98-102.
3. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин. – К.: УМК МВО Украины, 1990. – 166 с.
4. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения механизмов и машин // Теория машин и механизмов. Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1990. – Вып. 49. – С. 3-11.
5. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения манипуляционных систем роботов по комплексному критерию. – М.: Машиностроение, 1988. – № 2. – С. 9-13.
6. Ловейкин В.С. Оптимизация режимов движения роботов и манипуляторов // Теоретична і приложена механіка. – Софія, 1990. – С. 313-317.
7. Ловейкин В.С. Управление производительностью механизмов подъемно-транспортных машин // Подъемно-транспортное оборудование. Респ. межвед. научн.-техн. сб. – 1991. – Вып. 22. – С. 19-24.
8. Ловейкин В.С., Ловейкин А.В. Синтез оптимального за швидкістю режиму повороту екскаватора // Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – К.: КДТУБА, 1996. Вип. 50. – С. 17-21.
9. Ловейкин В.С. Синтез оптимальных режимов руху приводних механізмів машин // Зб. наукових праць НАУ. – К.: НАУ, 1997. – С. 47-51.

10. Григоров О.В., Ловейкін В.С. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідйомних машин. Навч. посібник. – К.: ІЗМН, 1997. – 264 с.
11. Ловейкін В.С. Критерії оцінки режимів руху механізмів і машин // Зб. наукових праць НАУ. – К.: НАУ, 1998. – С. 8-12.
12. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем. Навч. посібник. – К.–Полтава: ПДТУ, 1998. – 200 с.
13. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Синтез оптимальних режимів руху механічних систем // Доповіді НАН України, 1997. – № 7. – С. 14-21.
14. Ловейкін В.С. Оптимізація режимів руху машин і механізмів // Машинознавство, 1999. – № 7. – С. 24-31.
15. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів і машин у перехідних процесах // Машинознавство, 2001. – № 8(50). – С. 17-20.
16. Ловейкін В.С. Якість машин. – К.: КНУБА, 2001. – 102 с.
17. Городжа А.Д., Лемешко В.О., Ловейкін В.С. Матеріалознавство та електротехнічні матеріали. Підручник. – К.: КНУБА. – 2002. – 280 с.
18. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Динамическая оптимизация подъемных машин. Монография. – Луганск: Изд-во СЛУ, 2002. – 368 с.
19. Бондаренко Л.М., Довбня М.П., Ловейкін В.С. Деформаційні опори в машинах. Монографія / За ред. В.С. Ловейкіна. – Дніпропетровськ: РВА "Дніпро-VAL", 2002. – 200 с.
20. Ловейкін В.С., Нестеров А.П. Динамічна оптимізація підйомних машин. Навч. посібник. – Харків: ХНАДУ, 2002. – 291 с.
21. Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В. Методи оптимізації режимів руху машин і механізмів // Сб. научных трудов ХНАДУ "Автомобильный транспорт". Совершенствование машин для земляных и дорожных работ. – Харьков, 2003. – Вып. 11. – С. 55-61.

**ЯКОВЕНКО Валерій Борисович, доктор технічних наук, професор**

Народився 23 березня 1951 р. в м. Ромни Сумської області.

В 1973 р. закінчив Харківський політехнічний інститут за спеціальністю динаміка і міцність машин.

Працював у Харківському конструкторському бюро по двигунобудуванню ім. Малишева, займався дослідженням танкових двигунів.

З 1975 р. у КНУБА на посадах наукового співробітника, асистента (1978 р.), доцента (1983 р.), професора (1996 р.). Професор Національного технічного університету КПІ (з 1995 р.) та Європейського університету (з 1993 р.).

Автор 3 монографій, 5 учбових посібників, понад 80 статей.

*Основні напрямки наукової діяльності:* моделювання і розрахунок вібраційних систем, моделювання динамічних систем методом мови графів зв'язків, інноваційні системи

## **НАПРЯМКИ СИНЕРГЕТИЧНОЇ ПОВЕДІНКИ У МОДЕЛЮВАННІ**

Досягнення і успіхи на сучасному рівні моделювання і дослідження систем значною мірою залежать від вдалого використання синергетичних принципів.

В межах цієї концепції запропонований імпедансний метод дослідження вібраційних систем, що базується на безперервності загального потоку енергії при взаємодії частин системи. Розширена структура декомпозиції вібраційної системи шляхом відокремлення моделей вібраційних процесів та дослідженні різні випадки зв'язності вібраційного процесу. Запропоновано принцип відокремлення моделей, що полягає у визнанні можливості редукції причин появи вібраційних процесів до локальних властивостей вібраційного поля. Цей принцип з'явився, як якісно нове узагальнення відомого принципу розділу руху за швидким і повільним масштабами часу.

Розвинені структурні методи моделювання вібраційних систем у середовищі теорії графів і мови графів зв'язку (Bond Graph), як специфічних об'єктів простору станів системи. Створено феноменологічний підхід до вивчення вібраційних процесів, що базується на парадигмі пріоритету експериментального визначення інтегральних властивостей опору складних структурованих систем у вібраційних полях.

Розширення уяви про наслідки вібраційного впливу на стохастичні системи до процесів прийняття рішень у системах управління на інформаційному і семіотичному рівнях дозволило запропонувати нові сценарії управління стійкістю організаційної поведінки (Organization Behavior).

Запропонована концепція інноваційних систем, як основа розвитку інноваційної технології. Вона базується на узагальненні досягнень у галузях системології, штучного інтелекту, творчої діяльності індивіда і групи. Введено поняття інтенсивності бачення або інноваційного сприйняття особистості, та розвинена еволюційна модель інноваційної поведінки. Завдяки цьому вдалось запропонувати і підтвердити досвідом прості моделі, що засвідчують про цінність оцінки динаміки креативних ресурсів особистості (NLP). Для моделювання креативної поведінки введені спеціальні  $\psi$  - функції у комплексному просторі креативного потенціалу і потоку. Розширені відомі ритуали евристичних методів у напрямку структуризації індивідуального і спільного бачення для створення образів



---

цілей, ідей на мовному рівні. Результати досліджень застосовуються у освіті і підприємницькій діяльності в галузях менеджменту, маркетингу, організаційної поведінки.

*Основні праці:*

1. Яковенко В.Б. Моделирование и расчет вибрационных систем. – 1989.
2. Яковенко В.Б. Элементы прикладной теории вибрационных систем. – 1992.
3. Яковенко В.Б. Моделирование динамических систем методом языка графов связи. – 1994.
4. Яковенко В.Б. Теоретична механіка. – 1995.
5. Яковенко В.Б. Нелинейные задачи динамики механических систем. – 1996.
6. Яковенко В.Б. Введение в инновационные технологии. – 1998, 2003.

**СІВКО Володимир Йосипович, доктор технічних наук, професор, академік Академії будівництва України**

Народився у 1939 р.

Закінчив з відзнакою КІБІ у 1961 р. Працював у військово-промисловому комплексі з 1961 по 1964 рр., в Науково-дослідному інституті будівельних конструкцій (м. Київ) з 1964 по 1968 рр. З 1968 р. – асистент, а з 1970 р. – доцент кафедри ЕРБМ. В 1968 р. захистив кандидатську, а в 1988 р. – докторську дисертацію. З 1992 р. – професор.

*Основні напрямки наукової діяльності:* напружено-деформований стан будівельних матеріалів в процесах роботи будівельних машин. Досліджував процеси віброуцільнення бетонних сумішей, доказав можливість оптимізації напружено-деформованого стану при роботі вібраційних машин з направленою зоною віброуцільнення. Розробив основні положення механіки, будівельних матеріалів, базуючись на запропонованій ним залежності між напруженнями і деформаціями (петля гістерезису) для ряду матеріалів (бетонних сумішей ґрунтів, мінеральних добрив і ін.) і математичному апараті динаміки процесів взаємодії робочих органів машин з середовищами. Ним вирішено ряд задач теорії машин: задача процесу віброуцільнення бетонних сумішей, задача всебічного статичного ущільнення матеріалу, задача про дію штамп на півпростір і впровадження клина в на півпростір, задача про рух пластичного матеріалу в трубі і ін.

УДК 666.94

**НАПРУЖЕНО–ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН МАТЕРІАЛУ В РОБОЧИХ ПРОЦЕСАХ БУДІВЕЛЬНИХ МАШИН**

В роботі приведені основні положення теорії деформування будівельних матеріалів і сумішей. Наводяться приклади застосування теорії.

Машини що застосовуються в промисловості будівельних матеріалів, здійснюють цілий ряд технологічних операцій (перемішування, укладання і ущільнення суміші та інше) . Для оцінки ефективності роботи машин необхідно вміти описати процес руху матеріалу, а для визначення навантажень і потужності приводу необхідно знати опір, що створює матеріал на робочі органи машин. Область науки, що займається цими питаннями, називається механікою будівельних матеріалів і сумішей. Вона базується на реології, теорії пружності і пластичність.

Основоположниками загальної реології є :

М. Рейнер (професор Єрусалимського університету, відомий по цілому ряду книжок, переведених на російську мову. Це "Десять лекцій по теоретичній реології" М. 1947; "Деформація і течіння". М. 1953; "Феноменологічна макрореологія". М. 1956), Ф. Ерліх ("Реологія. Теорія і застосування". М. 1962), Р. Хілл ("Математична теорія пластичності". М.1956), Л. Тейлор ("Фізика пружності каучуку". М. 1953).

В області будівельних матеріалів відомим вченими в даній області є : Ребіндер П.А., Ур'єв, Воларович, Круглицький М.М., Третинник В.Ю., Овчинніков П.Ф., Куннос Г.Я., Файтельсон і інші.

Слово реологія походить від грецького "Rew", що означає "текти". Проте воно вживається в більш широкому розумінні. Під ним розуміють розділ фізики, що вивчає деформації матеріалів (напруження).

В залежності від властивостей матеріалу для описання процесу може бути застосована теорія деформацій і теорія течіння. Так в загальному вигляді напружений стан може бути описаний:

рівняннями рівноваги

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= 0 \text{ або } \left( \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \right); \\ \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} &= 0 \text{ або } \left( \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} \right); \\ \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_z}{\partial z} &= 0 \text{ або } \left( \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \right). \end{aligned} \quad (1)$$

рівняннями сумісності деформацій (геометричними рівняннями)

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}; & \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}; \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y}; & \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y}; \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z}; & \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z}; \end{aligned} \quad (2)$$

і рівняннями стану середовища. Ці рівняння характеризують реакцію середовища на завантаження. Вони зв'язують між собою напруження деформації. В загальному вигляді ці рівняння мають вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= F_1(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}); \\ \sigma_y &= F_2(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}); \\ &\dots\dots\dots \\ \tau_{zx} &= F_6(\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}) \end{aligned} \quad (3)$$

В цих рівняннях маємо невідомі:

напруження  $\sigma_x(x, y, z), \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ ;

деформація  $\varepsilon_x(x, y, z), \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$ ;

переміщення  $u(x, y, z), v, w$ .

Таким чином, при вирішенні системи рівнянь (1), (2), (3) може описаний технологічний процес. Рівняння стану середовища (фізична модель середовища) здійснює прив'язку основних положень теорії пружності і пластичності до механіки будівельних матеріалів і сумішей. Роботами авторів (3) отримано рівняння стану для більшості матеріалів (бетонних і розчинних сумішей, ґрунтів, керамзитобетонних, сумішей, мінеральних добрив і інших). Розроблена методика експериментальних досліджень для отримання рівняння стану в випадках, відсутності даних досліджень. На рис. 1 приведено загальний вигляд рівняння стану для бетонної суміші з В/Ц = 0,4 (Ж= 40...60 с.) при швидкостях навантаження 4, 12 м/с. Як видно така залежність має характер петлі гістерезису. Бона вміщує в собі пружні, пластичні і в'язкісні характеристики.

Більшість технологічних задач промисловості будівельних матеріалів може бути приведена до основних класичних задач механіки:

стиснення будівельної суміші в замкнутому просторі;

вісесиметрична задача;

дія штампа на пружно-пластичний простір;

циліндричний каток на поверхні;

рух кулі в середовищі, що пульсує;

рух середовища в трубі;

втиснення клина в середовище; і інші.

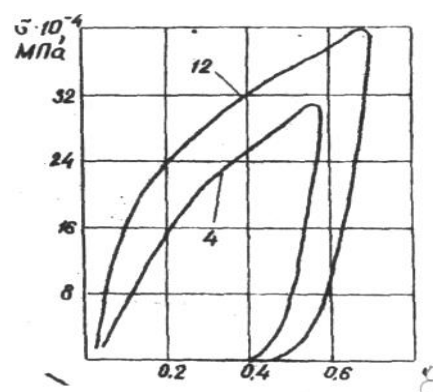


Рис. 1.

Нижче наведені деякі з цих задач:

1. Стиснення будівельної суміші в замкнутому просторі. Схема задачі показана на рис. 2.

Рішення цієї задачі можна отримати в вигляді функції напруження Ері  $\varphi(x,y)$ . Згідно з теорією пружності [1] функцію напруження вибирають таким чином, щоб диференційне рівняння рівноваги звелось до тотожності.

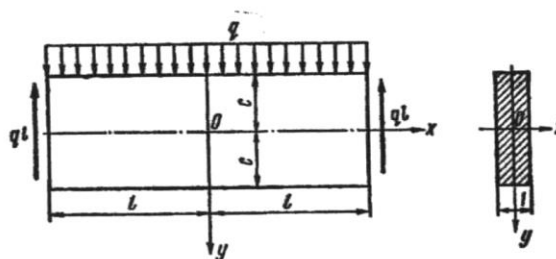


Рис. 2.

Цим умовам можна задовольнити, якщо напруження виразити через функцію Ері  $\varphi(x,y)$  наступними співвідношеннями (плоска задача):

$$\sigma_x = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2}; \quad \sigma_y = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}; \quad \tau_{xy} = \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x \cdot \partial y} - Xy - Yx. \quad (4)$$

Нами отримано значення функції напруження у вигляді полінома:

$$\varphi = \frac{b_3}{4 \cdot 3} \left( x^4 y - \frac{1}{5} y^5 \right) + \frac{d_5}{2 \cdot 3} \left( x^2 y^2 - \frac{1}{2} y^5 \right) + \frac{b^3}{2 \cdot 1} x^2 y + \frac{d^3}{2 \cdot 3} y^3 + \frac{a_2}{2} x^2 + \frac{c_2}{2} y^2,$$

$$\text{де } a_2 = -\frac{q}{2}; \quad b_3 = -\frac{3q}{4c}; \quad d_5 = -\frac{3q}{4c^3}; \quad d_3 = -\frac{3a}{4c^3} \left( l^2 - \frac{2}{5} c^2 \right); \quad c_2 = 0.$$

Підставляючи знайдені постійні в формулу (4), отримаємо наступну систему напружень:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x &= \frac{3q}{4c^2} (l^2 - x^2) y = \frac{3q}{4c} \left( \frac{2y^2}{3c^2} - \frac{2}{5} \right) y \\ \sigma_x &= -\frac{q}{4^2} \left( \frac{y^3}{c^3} - 3 \frac{y}{c} + 2 \right) \\ \sigma_x &= -\frac{2q}{4c^3} (c^2 - y^2) x \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Залежності (5) дають розподіл напружень в середовищі в залежності від зміни  $x$  і  $y$ . Для визначення деформації необхідно скористатись рівнянням стану.

## 2. Вдавлювання випуклого штампа.

До цієї задачі може бути зведено задачу роликowego прокату будівельних виробів, взаємодію клина з середовищем, задачу про кулі в клапанах поршневих розчинонасосів.

Диференційні рівняння рівноваги мають вигляд (об'ємні сили відсутні):

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} = 0 \quad (6)$$

і умова пластичності [2] (Сен-Венана):

$$\frac{1}{4}(\sigma_x - \sigma_y)^2 + \tau_{xy}^2 = k^2, \quad (7)$$

де  $k$  - зв'язність середовища.

Це система трьох рівнянь, що вміщують три компоненти напруження  $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_{xy}$  (система пластичної рівноваги).

Вона може бути розглянута незалежно від компонент переміщення (і рівняння сумісності деформації). Схема рішення наведена на рис. 3.

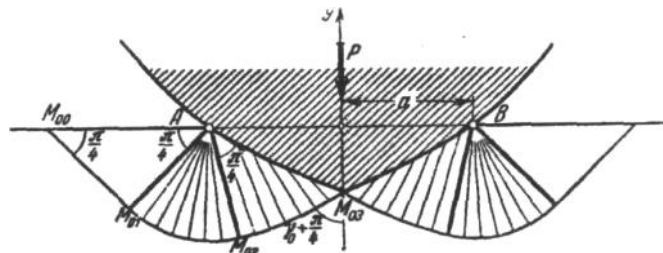


Рис. 3.

В площині  $x$ - $y$  розрізняють три області: трикутник  $AM_{00}M_{01}$ , круговий сектор  $AM_{01}M_{02}$  і криволінійний трикутник  $AM_{01}M_{02}$ . В трикутнику  $AM_{00}M_{01}$  і в круговому секторі  $AM_{01}M_{02}$  напружений стан визначається залежностями:

$$x - \frac{1}{2}, \quad \varphi - \frac{\pi}{2}, \quad \text{і} \quad x + \varphi = \xi_0, \quad \varphi = \frac{\pi}{4} + \operatorname{arctg} \frac{y}{x+a},$$

де  $x$  - безрозмірна перемінна, яка внесена наступним чином:

$$\frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_2) = k, \quad \frac{1}{2}(\sigma_1 + \sigma_2) = 2kx - \sigma_0,$$

причому  $\sigma_0$  - постійна величина  $a$ .

Сітка характеристик в першій області складається з двох сімейств паралельних прямих, нахилених до осі  $x$  під кутами  $\frac{\pi}{4}$ , а в другій області утворена сімействами концентричних кіл з центрами в точці  $A$  і пучком прямих, що проходять через ту ж точку.

В криволінійному трикутнику  $AM_{02}M_{03}$  може бути застосований інтеграл [2]

$$x = -\varphi + \xi_0, \quad y = x \cdot \operatorname{tg} \left( \varphi - \frac{\pi}{4} \right) + \psi(\varphi), \quad \frac{\partial y}{\partial \varphi} = \left( \varphi + \frac{\pi}{4} \right) \frac{\partial x}{\partial \varphi}, \quad (8)$$

де  $\psi(\varphi)$  - довільна функція.

Остаточно мають місце рівності:

$$x + \varphi = \xi_0, \quad y = x \cdot \operatorname{tg} \left( \varphi - \frac{\pi}{4} \right) = y(\varphi) - x(\varphi) \cdot \operatorname{tg} \left( \varphi - \frac{\pi}{4} \right) - \alpha,$$

а сітка характеристик утворена кривими, які знаходяться шляхом інтегрування рівнянь (8) і непаралельними прямими  $\varphi = \text{const}$ , що перетинають лінію контакту під кутами  $\frac{\pi}{4}$

Напруження в точках перетину ліній сітки:

$$\left. \begin{matrix} \sigma_x \\ \sigma_y \end{matrix} \right\} = \sigma_0 + k(2x \pm \cos \varphi), \quad \tau_{xy} = k \cdot \sin 2\varphi.$$



Дослідження напруженого стану під штампом дозволяє визначити опір вдавлюванню і рух штампа відносно середовища.

$$x = -\frac{1}{2}, \quad \varphi = 0 \quad \text{або} \quad \sigma_x = \tau_{xy} = 0, \quad \sigma_y = -2k.$$

3. Протягування матеріалу через отвір (щілину). Задача може бути застосована при дослідженні руху розчину в трубах.

Рішення задачі наведено на рис. 4.

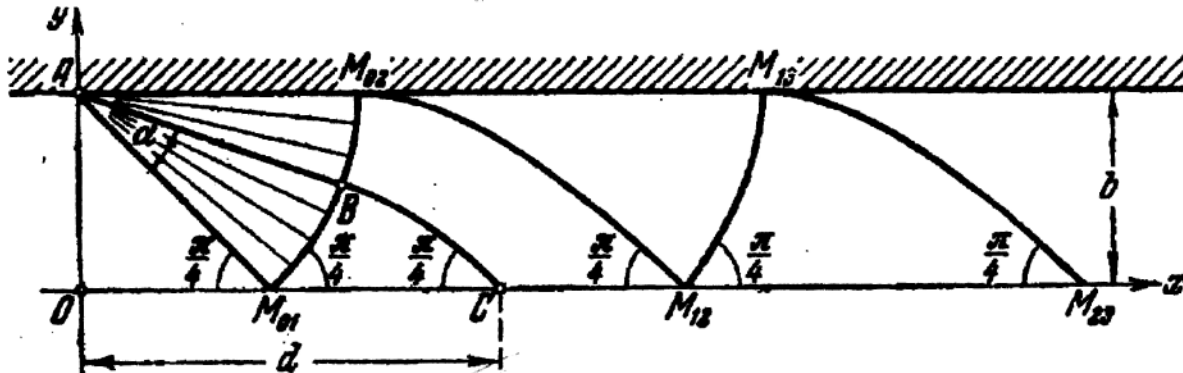


Рис. 4.

В прямокутному трикутнику АОМ<sub>01</sub> має місце рівномірний напружений стан, який визначається так :

а сітка характеристик утворена двома ортогональними сімействами

паралельних прямих, нахилених до осі Х під кутами  $\frac{\pi}{4}$

В круговому секторі АМ<sub>01</sub>М<sub>02</sub> з центральним кутом  $\frac{\pi}{4}$  мають місце рівняння

$$x + \varphi = -\frac{1}{2}, \quad \varphi = \frac{\pi}{4} - \operatorname{arctg} \frac{b-y}{x},$$

а сітка характеристик складається з сімейства концентричних кіл з центрами в т. А і пучка прямих, що проходять через ту ж точку цієї області.

#### 4. Ущільнення бетонних сумішей

Характер протікання процесу ущільнення бетонних сумішей може бути оцінений характером розподілення щільності по габаритах виробу:

$$\rho = f(x, y, z). \quad (9)$$

Вигляд цієї функції визначається параметрами вібраційної машини (коливальною масою  $m$  і площею робочого органу  $F$ ), режимом віброущільнення (амплітудою коливань  $x_0$  і частотою коливань  $f$ ) і механічними властивостями бетонної суміші.

Знаходження цієї функції теоретичним шляхом полягає в дослідженні задачі про залишкові деформації  $\varepsilon_0$  після ряду послідовних імпульсів вібраційної машини. Перехід від залишкових деформацій до щільності відображує формула:

$$\rho = \rho_0 / (1 - \varepsilon_0). \quad (10)$$

Для вивчення динамічних процесів, що виникають при віброущільненні бетонних сумішей, розглядається динамічна система "робочий орган - бетонна суміш". Під дією змушуючої сили  $Q \sin(\omega t)$  робочий орган масою  $m$  діє на бетонну суміш. Диференціальне рівняння руху суміші в напрямку координати  $x$  за час  $t$  буде мати вигляд:

$$\frac{d\sigma}{dx} = \rho \frac{d^2 u}{dt^2}. \quad (11)$$

Для рішення цього рівняння необхідно мати залежність між напруженнями і деформаціями для бетонної суміші. Ця залежність, як показано в дослідженнях В.Й.Сівка має вигляд петлі гістерезису і містить в собі пружну і в'язку складові опору:

$$\sigma = f(E, \eta, f), \quad (12)$$

де  $E$  і  $\eta$  - динамічний модуль пружної деформації і коефіцієнт динамічної в'язкості;  $f$  - коефіцієнт сухого тертя.

Рівняння (11) і (12) повинні вирішуватись спільно і таким чином можна описати процес поширення хвиль в середовищі.

Задача про взаємодію робочого органу і середовища надзвичайно складна, якщо її вирішувати в строгій постановці. По-перше, середовище в процесі віброущільнення змінює свої фізичні властивості і відповідно змінюються параметри  $E$ ,  $\eta$ ,  $f$ . По-друге, робочий орган знаходиться під впливом опору середовища, що теж змінюється. Тому така задача може бути вирішена двома способами. Перший спосіб полягає в моделюванні властивостей середовища однією з відомих реологічних моделей і в спільному вирішенні рівнянь (11) і (12). Другий спосіб полягає в представленні петлі гістерезисна кусочно - лінійною функцією і розв'язку рівнянь (11) і (12) чисельними способами.

Диференціальне рівняння руху суміші (11) - використовуючи метод характеристик приводиться до системи рівнянь в формі кінцевих різниць:

$$\begin{aligned} (x_{k,e} - x_{k,e-1}) \cdot (V_{k,e-1} + C_{k,e-1}) \cdot (t_{k,e} - t_{k,e-1}) &= 0; \\ (x_{k,e} - x_{k-1,e}) \cdot (V_{k-1,e} - C_{k-1,e}) \cdot (t_{k,e} - t_{k-1,e}) &= 0; \end{aligned} \quad (13)$$

$$\frac{S}{C_{k,e-1}} (\sigma_{y_{k,e}} - \sigma_{y_{k,e-1}}) + \rho(\sigma_y)_{k,e-1} (V_{k,e} - V_{k,e-1}) + \left[ \frac{2f_{k,e-1}}{\alpha} \sigma_{y_{k,e-1}} + g\rho(\sigma_y)_{k,e-1} \right] \cdot (t_{k,e} - t_{k,e-1}) = 0; \quad (14)$$

$$\frac{S}{C_{k,e-1}} (\sigma_{y_{k,e}} - \sigma_{y_{k-1,e}}) + \rho(\sigma_y)_{k-1,e} (V_{k,e} - V_{k-1,e}) + \left[ \frac{2f_{k-1,e}}{\alpha} \sigma_{y_{k-1,e}} + g\rho(\sigma_y)_{k-1,e} \right] \cdot (t_{k,e} - t_{k-1,e}) = 0, \quad (15)$$

де  $t_{k,e}$ ,  $x_{k,e}$  - координати (час, положення), в яких шукаються значення параметрів;  $\sigma_{k,e}$ ,  $V_{k,e}$  - пошукові параметри напруженого стану (радіальне напруження, швидкість деформації);  $x_{k,e-1}$ ,  $t_{k,e-1}$ ,  $\sigma_{k,e-1}$ ,  $V_{k,e-1}$ ,  $x_{k-1,e}$ ,  $t_{k-1,e}$ ,  $\sigma_{k-1,e}$ ,  $V_{k-1,e}$ , параметри середовища у відомих точках (знаходяться із початкових і граничних умов);  $C_{k,e-1}$ ,  $C_{k-1,e}$  - швидкість руху хвиль в відомих точках відповідно з густиною середовища;  $\rho(\sigma_y)_{k,e-1}$ ,  $\rho(\sigma_y)_{k-1,e}$  - густина середовища;  $g$  - прискорення вільного падіння;  $f$  - коефіцієнт тертя суміші по бортах форми;  $a$  - ширина виробу;  $S$  - величина, обернена коефіцієнту бокового розпору ( $= 2; 2,5$ ).

Рівняння (13) описують звукові хвилі в середовищі, а рівняння (14) визначають напружено-деформований стан, обумовлений хвильовими процесами.

Для вирішення задач віброущільнення необхідні дві початкові і дві граничні умови.

А - початкові умови: при  $t = 0$

$$1) \sigma_y = \sigma_{y_0} = \sigma_y(x, 0);$$

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

- закони розподілення горизонтального тиску і модуля вектора швидкості по висоті виробу в початковий момент часу;

Б - граничні умови:

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

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

Суть першої граничної умови - рівність нулю  $\sigma_y$  на поверхні виробу (при станковому способі формування. Суть другої граничної умови - певна залежність між



функціями  $\sigma_y$  і  $V$  в зоні контакту робочого органу і середовища. Вид цієї залежності визначається режимом роботи робочого органу.

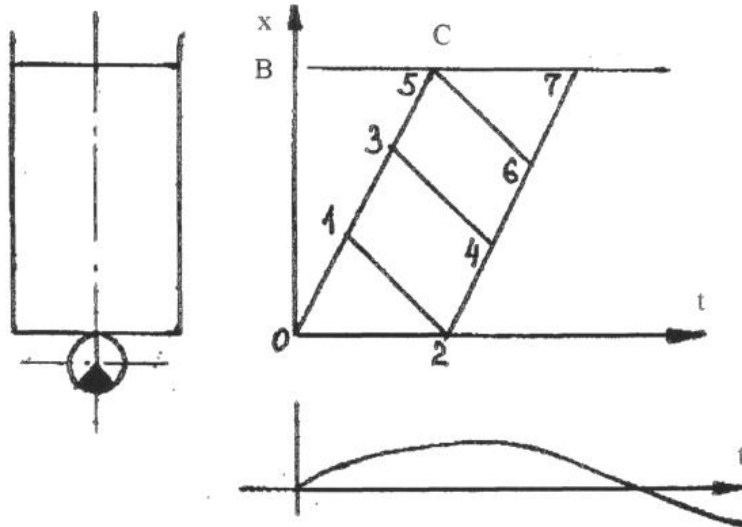


Рис. 5.

Схему рішення задачі наведено на рис. 5. Лінія  $OB$  – лінія початкових умов, на якій задаються значення  $\sigma_{y0}$  і  $V_0$ . (середовище нерухоме, а горизонтальний тиск розподіляється за законом трикутника  $\sigma_{y0} = \frac{g\rho x}{2.5}$ . Вточках 1, 3, 5 значення параметрів будуть  $\sigma_{y0} = \frac{g\rho x}{2.5}$ ;

$$V_0 = 0; \sigma_1 = \frac{2g\rho x}{3 \cdot 2.5}; V_1 = 0; \sigma_3 = \frac{2g\rho x}{2.5 \cdot 3}; V_3 = 0; \sigma_5 = 0; V_5 = 0. \quad (16)$$

На початку, коли середовище нерухоме, від робочого органу поширюється пружна хвиля з швидкістю  $C_0 = \sqrt{d\sigma_x/d\rho} = \sqrt{E_0/\rho}$ . Значення модуля пружності для різних середовищ вибирають з [3]. Лінія  $OC$  проводиться під кутом  $\alpha = h/t = C_0$ .

Параметри напруженого стану в точці 2 визначались аналітичним шляхом.

В точці 7 параметри напруженого стану:

$$(x_7 - x_6) - (V_6 + C_6)(t_7 - t_6) = 0 \quad x_7 = h; \quad (17)$$

$$\frac{S}{C_6}(\sigma_7 - \sigma_6) - \rho_6(V_7 - V_6) + \left[ \frac{2f_6}{\alpha} \sigma_6 + g\rho_6 \right] \cdot (t_7 - t_6) = 0; \quad \sigma_{y7} = 0. \quad (18)$$

В проміжних точках параметри напруженого стану визначаються рівняннями (13) і (14) в яких перші рівняння визначають параметри руху і напруженого стану від прямих хвиль, а другі рівняння – від зворотних хвиль.

### Література

1. Самуль В.И. Основы теории упругости та пластичности. - М.: Высшая школа, 1970.
2. Соколовський В.В. Теория пластичности. - М.-Л.: Гостехиздат, 1950.
3. Сівко В.Й. Основы механики вибруемых бетонных смесей. - К.: Высшая школа, 1987. - 168с.

### Основні праці:

1. Сівко В.Й. Механічне обладнання підприємств будівельних виробів. Підручник. - К.: Вища школа, 1994. - 358 с.
2. Сівко В.Й. Обладнання і технологічні комплекси підприємств важких речовин. Підручник. - К.: Вища школа. 2003. (в друку)

3. Сівко В.И. Основы механики вибруемых бетонных смесей. - К.: Высшая школа, 1987. - 168 с.
4. Сівко В.И. Расчеты напряженно-деформированного состояния материала в рабочих процессах вибрационных машин. - К.: Высшая школа, 1986. - 44с.
5. Сівко В.И. Оптимизация режимов формирования бетонных смесей с использованием ЭЦВМ. - К.: Будівельник, 1978. - 39 с.
6. Сівко В.Й. Технічна механіка будівельних матеріалів. - К.: Будівельник, 1994. - 128 с.
7. Сівко В.Й. Дослідження процесів віброущільнених бетонних сумішей. Автореферат канд. дисертації. - К.: Техніка, 1968. - 32 с.
8. Сівко В.Й. Оптимизация процессов виброуплотнения бетонных смесей. Автореферат докт. дисертации. - М.: ВЗИСИ, 1988. - 48 с.
9. Сівко В.Й. Енергетичні параметри процесу віброущільнення бетонних сумішей. - Рівне, РДТУ, 2001. - 123 с.
10. Сівко В.Й. Технічні і технологічні аспекти підвищення ефективності робіт касетних установок. - Рівне, РДТУ, 2001. - 154 с.
11. Сівко В.Й. Динаміка касетних установок. В зб.наукових праць Харківського нац. автодорожного університету. - Харків, 1999. – С.61-68.
12. Сівко В.Й., Скубак Е.О., Нестеренко М.П. Взаємодія гнучких робочих органів вібраційних машин з середовищем. Вібротехнологія-98. - Одеса, НПО „Вотум”, 1998. – С.15-24.
13. Сівко В.Й. Теорія деформування будівельних матеріалів і сумішей// Техніка будівництва. – 2001. - №10.
14. Сівко В.Й., Голубничий А.М. і ін. Складування, зберігання та транспортування матеріалів і напівфабрикатів. Терміни і визначення. ДСТУ-Б.А. 1-75-95. Система стандартів та нормування в будівництві. - Київ, Держстандарт, 1997. - 70 с.
15. Сівко В.Й., Скубак Е.О. Гнучкі робочі органи вібраційних машин// Теорія і практика процесів подрібнення. - Одеса, ОДМА, 1997. С.37-45.



**БАДЕЯН Гагик Ванікович, доктор технічних наук, професор. Заслужений будівельник України, лауреат Державної премії України в галузі науки і техніки**



Народився у 1952 р.

У 1974 р. закінчив Єреванський політехнічний інститут. Працював асистентом, доцентом, завідувачем кафедри, деканом Єреванського політехнічного інституту (1974-1993). Докторант Московського Центрального науково-дослідного інституту організації, механізації та технічної допомоги в будівництві (1993-1998). З 1998 р. – головний інженер корпорації "Познякижилбуд".

У 1982 р. захистив кандидатську дисертацію, у 2001 р. – докторську.

Автор 113 наукових праць та 25 методичних робіт. Основна праця: "Технология возведения монолитных конструкций в высотном жилищном строительстве" (2001).

*Основні напрямки наукової діяльності:* основи механізації і технології монолітного будівництва

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЙ МОНОЛИТНОГО ВЫСОТНОГО ЖИЛИЩНОГО СТРОИТЕЛЬСТВА**

Изучению разных областей технологии строительства посвящено много работ. Они основываются на различных теориях и методах, в частности, функциональных систем, математического моделирования, вероятностно-статистического исследования, структурного анализа, проектирования технологии и организации строительства, решения многокритериальных оптимизационных задач.

Ключевым понятием является сложная система, конкретизируемая, в зависимости от направленности и объекта исследования, как отраслевой или региональный строительно-производственный комплекс, АСУ ТП и т.д.

Целостность системы понимается как несводимость ее свойств к совокупности свойств отдельных компонентов (что математически выражается как неаддитивность соответствующих моделей). Наличие одних только обратных связей недостаточно для создания целостной системы. Необходимо обеспечить изоморфность организации системы и подсистем, определить иерархию структур, наличие определенных числовых закономерностей между показателями структур разных уровней, использовать симметрии и законы сохранения при взаимодействии компонентов. Аналогичные исследования, проведенные для биологических и эргатических систем, показывают необходимость существенной коррекции математического аппарата.

Многообразие требований, предъявляемых к технологии, делает практически невозможным выбор варианта, лучшего по всем оценочным показателям. Поэтому комплексная (многокритериальная) оценка, дающая возможность нахождения оптимального решения  $A^0$ , базируется на следующих положениях:

- искомое решение должно принадлежать множеству допустимых решений  $\bar{A}$  ;
- искомое решение должно минимизировать вектор оценочных показателей  $\bar{X}$  при имеющихся ограничениях.

Таким образом, модель комплексной (многокритериальной) оценки организационно-технологических решений представлена в виде

$$A^0 = \{a^0\} = \cup \varphi^{-1}(\text{opt}(x(a), \lambda)), a \in A.$$

При этом возникает ряд проблем концептуального характера: определение областей компромисса или областей допустимых решений; определение схемы и аксиоматики компромисса; нормализация оценочных показателей; учет приоритетности показателей.

Если противоречия между оценочными показателями нестрогие, возможен выбор варианта с оптимальными значениями всех показателей, и задача выбора решается в границах области согласия  $A^s$ . Практически этот случай почти не встречается – хотя бы два из конечного множества оценочных показателей строго противоречивы. Поэтому приходится решать задачу выбора рационального варианта, характеризующегося экстремальными для конкретной ситуации значениями оценочных показателей. Для этого необходимо выделить область компромиссов (область решений, оптимальных по Парето), в которой любое решение  $a \in A$  нельзя улучшить без ухудшения качества хотя бы одного оценочного показателя, т.е. если  $a \in A$ , то для двух оценочных показателей:

$$X_1(a) > X_1(a^1), X_2(a) < X_2(a^1) \text{ или}$$

$$X_1(a) < X_1(a^1), X_2(a) > X_2(a^1)$$

Поиск области компромисса осуществляется ее выделением на основе собственных свойств:  $(a, X) \rightarrow A$ . В области компромисса для выбора рациональных решений используется математическая модель в пространстве оценочных показателей, основанная на принципе оптимальности: решение  $a$  лучше решения  $a^1$ , если  $X(a) \geq X(a^1)$ .

Модель для выбора рациональных решений имеет вид

$$X^0 = \{X / X \in X, \{X^1 / X^1 \geq X\} \cap X \neq \Phi\}.$$

Определение области компромисса является формальной задачей, которая решается известными математическими методами: аппроксимации, направленного поиска, адаптированного поиска и другими.

На практике часто недостаточно определить область компромисса – требуется найти одно или несколько конкурентоспособных решений. Выбор и сравнение их качества в области компромисса возможны только по определенной схеме и по соответствующему этой схеме принципу оптимальности.

Возможны два различных подхода к выбору схемы компромисса: аналитический и аналитико-эвристический. Оба базируются на понятии аксиоматики компромисса, под которой понимается определенное количество аксиом, строго регламентирующих выбор схемы, на основании которого осуществляется упорядочение пространства оценочных показателей и выбор оптимального решения  $a^0$ . После введения аксиоматики компромисса задача принятия решения становится строго формализованной, а выбор оптимального решения превращается в чисто техническую задачу.

Основной проблемой многокритериальной оценки технологии строительства монолитных каркасных домов является введение аргументированной аксиоматики и процедуры поиска оптимальных решений:

$$S \rightarrow D \rightarrow \text{opt}X \rightarrow X_0 \rightarrow a_0,$$

где  $S$  – конкретная ситуация, в которой осуществляется выбор варианта решения;  $D$  – аксиоматика компромисса.

Ситуация  $S$  влияет на выбор аксиоматики компромисса  $D$ , на основании которой, в свою очередь, определяют схему компромисса  $\text{opt}X$ , после чего производится отыскание оптимального решения  $X_0$  и  $a_0$ .

Существует несколько путей решения задачи с нормализованными оценочными показателями при неустановленном приоритете – принцип равенства, принцип равномерности, последовательного максимина, абсолютной и относительной уступки.



Ключевой проблемой является нормализация оценочных показателей, т.е. приведение их к сопоставимому виду.

Нормализация сводится к преобразованию матрицы результатов  $P = [X_{ij}]$  с разноразмерными величинами оценочных показателей в матрицу  $\bar{P}$  с их нормализованными величинами, выполняемому методами нормализации векторов, трансформации шкалы, по величине отклонения от идеального значения. Широко применяется метод экспертных оценок. Его сущность заключается в проведении экспертами интуитивно-логического анализа проблемы с качественной и количественной оценкой суждений и формальной обработке результатов. Комплексное использование интуиции и логического мышления позволяет получать удовлетворительные решения многих трудноформализуемых задач. Множество задач, решаемых методом экспертных оценок, включает в себя задачи, обеспеченные достаточной информацией, и задачи с недостатком информации для уверенности в достоверности результатов. Выбор оптимальных технологических решений относится к первым. Основные трудности состоят в правильном подборе экспертов, построении рациональных процедур опроса и применении адекватных методов обработки результатов опроса.

Методы опроса и обработки результатов базируются на принципе «хорошего» измерителя, подразумевающего выполнение следующих условий:

- эксперт располагает большим объемом рационально обработанной информации и поэтому может рассматриваться как источник качественной информации;
- групповое мнение экспертов близко к истинному решению проблем.

Если эти условия справедливы, то при разработке процедур опросов и обработке результатов могут быть использованы положения теории измерений и математической статистики, в частности ранжирование, парное сравнение, последовательное сравнение, непосредственная оценка.

Применение названных методов предполагает, что имеется конечное число сравниваемых объектов  $O_1, O_2, \dots, O_n$  и сформулированы один или несколько показателей  $I_1, I_2, \dots, I_m$ , по которым производится сравнение. Поэтому методы теории измерений отличаются только процедурой сравнения, включающей в себя построение отношений между сравниваемыми объектами, выбор функции отображения объектов на числовую систему и определение типа измерений. Рассмотрим применяемые методы.

Ранжирование представляет собой выполняемую экспертом процедуру упорядочения оцениваемых объектов, при которой эксперт, основываясь на своем опыте, располагает сравниваемые объекты в порядке предпочтения. Если среди сравниваемых объектов нет эквивалентных, то между ними существует только отношение строгого порядка, обладающее свойствами:

- несимметричности: если  $O_i > O_j$ , то  $O_j > O_i$ ;
- транзитивности: если  $O_i > O_j, O_j > O_k$ , то  $O_i > O_k$ ;
- связности:  $O_i > O_j$ , или  $O_j > O_i$ .

В результате сравнения получается упорядоченная последовательность  $O_1 > O_2 > \dots > O_n$ , образующая серию, которой соответствует числовая система, где отношение порядка трансформируется в отношение "больше чем" или "меньше чем". На практике обычно применяют числовое представление упорядоченной последовательности сравниваемых объектов в виде натуральных чисел:

$$r_1 = (O_1) = 1, r_2 = (O_2), \dots, r_n = (O_n),$$

где  $r_1, r_2, \dots, r_n$  – ранги объектов.

Если среди сравниваемых объектов есть эквивалентные, составляется упорядоченная последовательность, содержащая отношения эквивалентности:

$$O_a > O_b > O_c \sim O_d > \dots O_{n-1} \sim O_n$$

При групповом экспертном оценивании  $i$ -й эксперт присваивает  $j$ -му объекту ранг  $r_{ij}$ . В результате получается матрица рангов  $r_{ij}$  размерности  $n \times m$ , где  $m$  – количество экспертов, участвующих в оценивании ( $i = 1, m$ ),  $n$  – число оцениваемых объектов ( $i = \bar{1}, n$ ).

Парное сравнение представляет собой процедуру сравнения возможных пар сравниваемых объектов с целью установления между ними отношений порядка или эквивалентности.

Непосредственная оценка – это процесс приписывания объектам числовых значений в пределах 5-ти, 10-ти и 100 бальных шкал.

Последовательное сравнение является комплексной процедурой, включающей в себя ранжирование и непосредственную оценку сравниваемых объектов.

Репрезентативность результатов зависит от количества и компетентности специалистов. Для обеспечения достоверности результатов экспертного оценивания решающее значение имеет их обработка.

Получение групповой экспертной оценки суммированием индивидуальных оценок с компетентностью и значимостью показателей при изменении свойств оцениваемых объектов основывается на гипотезах о выполнении частного принципа Парето (оцениваемые объекты не различимы в групповом отношении, если они не различимы во всех индивидуальных оценках) и аксиом теории полезности фон Неймана–Моргенштерна.

Если  $P_1, P_2, P_3$  – произвольные распределения  $P_1, P_2, P_3 \in D$ ;  $a$  – некоторое число ( $0 < a < 1$ ), то  $P_1 < P_2$  только в том случае, если

$$aP_1 + (1-a)P_3 < aP_2 + (1-a)P_3.$$

Если  $P_1, P_2, P_3$  – произвольные распределения  $P_1, P_2, P_3 \in D$ , причем  $P_1 < P_2 < P_3$ , то всегда найдутся два числа  $0 < a < 1$  и  $0 < \beta < 1$ , для которых  $P_1 < aP_2 + (1-a)P_1$  и  $P_3 < \beta P_2 + (1-\beta)P_1$ .

Коэффициенты компетентности экспертов вычисляются в зависимости от степени согласованности индивидуальных и групповых оценок.

Оценочные показатели имеют разную значимость, которая может измениться. Например, трудоемкость меняется в зависимости от демографической ситуации и уровня оплаты труда. Поэтому одной из проблем оптимизации является учет приоритетности показателей. Основные характеристики приоритетности: ряд предпочтительности, вектор приоритетов, вектор значимости. Наиболее распространены методы определения предпочтительности оценочных показателей на основе потерь показателей, энтропии и метода экспертных оценок.

Таким образом, существует достаточное количество методов оптимизации. Их недостатком являются сложность практического применения и аппарат, основанный на аддитивной теории множеств, что противоречит неаддитивности сложных систем. Последнего недостатка лишены теоретико-экспериментальные методы, заключающиеся в моделировании эволюции систем, вплоть до такого преобразования их структуры, которая наилучшим образом соответствует задаваемым внешним условиям. Такое соответствие определяется путем численных экспериментов, а в некоторых случаях, теоретически. Их применение позволяет обойти и другие проблемы, присущие классическим методам оптимизации (сложность нормализации показателей, определение предпочтительности, квалификация экспертов, технические сложности вычислений и т.п.).

Исследования, проведенные на основе рассмотренных методов моделирования, позволили сформулировать основные принципы реализации технологии и механизации монолитного каркасного высотного жилищного строительства.



*Основні праці:*

1. Бадеян Г.В. Технология и механизация возведения монолитных железобетонных конструкций. – К.: Наукова думка, 2003. – 406с.
2. Мхитарян Н.М., Бадеян Г.В. Основы технологии монолитного каркасного высотного жилищного строительства. – К.: Випол, 2001. – 402 с.
3. Абрамов С.В., Амбарцумян С.А., Бадеян Г.В. Греющая металлическая опалубка с полимерными электропроводными покрытиями// Промышленное строительство. – 1986. – № 2. – С.24-25.
4. Абрамов С.В., Амбарцумян С.А., Бадеян Г.В. Полимерные электронагреватели для греющих опалубок// Бетон и железобетон. – М. – 1985. – №10. – 27-28.
5. Абрамов С.В., Бадеян Г.В., Шапиро А.П., Кочергин А.К. Применение греющей опалубки с покрытием из электропроводного полипропилена// Передовой опыт в строительстве Москвы. Реферативный сб. – 1982, вып.3. – С. 12-14.
6. Абрамов С.В., Григорян В.И., Бадеян Г.В., Амроян П.А. Исследование температурного поля при обогреве бетонных конструкций в греющих опалубках// Изв. АН АрмССР, сер. техн. наук. – 1984. – №4. – С. 43-45.
7. Бадеян Г.В. Применение токопроводящего полипропилена в технологии зимнего бетонирования// Экспресс-информация " Современное состояние и тенденции развития больших городов в СССР и за рубежом". – 1981. Вып.2. – С. 4-6.
8. Бадеян Г.В. Греющие щиты опалубки с электропроводными полимерными покрытиями// Экспресс-информация " Современное состояние и тенденции развития больших городов в СССР и за рубежом". – 1981. Вып.2. – С. 9-10.
9. Бадеян Г.В. Эффективность применения фанерных греющих опалубок с покрытием из электропроводного полипропилена// Межвузовский сб. "Эффективность капитальных вложений в строительстве". – Ереван: ЕрПИ, 1987. – С.16-20.
10. Бадеян Г.В. Влияние толщины полимерных покрытий греющих опалубок на их электропроводность// Межвузовский сб. "Совершенствование технологии строительства из монолитного бетона и железобетона". – Ереван: ЕрПИ, 1988. – С.52-55.
11. Бадеян Г.В. Перспективы развития малоэтажного жилищного строительства// Промышленное и гражданское строительство. – М.: Стройиздат, 1987. – № 5. – С. 27-28.
12. Бадеян Г.В. Организация контроля качества монолитных железобетонных работ// Инженерная геодезия. – К.: КНУБА. – 2000. – Вып. 43. – С.46-50.
13. Бадеян Г.В. Основные направления политики жилищного строительства в условиях рынка// Містобудування та територіальне планування. – Вип. 5. – С.101-105.
14. Бадеян Г.В. Принципы определения парка опалубки для производства монолитных железобетонных работ// Вісник Рівненського держ. техн. ун-ту. – Рівне, 2000. – Вип. 2. – С.104-108.



**ГАРНЕЦЬ Володимир Миколайович, кандидат технічних наук, професор**

Народився 11 листопада 1941 р.

Закінчив Київський інженерно-будівельний інститут в 1970 р. Працював на проектно-конструкторській роботі. З 1971 р. працює викладачем в КНУБА, професор кафедри "Основ професійного навчання"

*Основні напрямки наукової діяльності:* безвібраційні бетоноформуючі агрегати для безперервного формування будівельних виробів

## **ПЕРСПЕКТИВНІ НАПРЯМКИ РОЗВИТКУ ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ БЕЗПЕРЕРВНОГО ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КОНСТРУКЦІЙ**

Технологічні процеси формування залізобетонних виробів є найбільш трудомістким, металоємким і такими, що складно піддаються автоматизації. В цій області, особливо в технології формування плит перекриття і покриття, ригельних балок, паль і т.п., фактори підвищення ефективності виробництва в значній мірі використані. В Україні використовується практично на всіх підприємствах будівельної індустрії морально застаріле обладнання, експлуатація якого створює соціально-непривабливі умови для праці. Тому задачі удосконалення і інтенсифікації виробництва повинні вирішуватись на основі докорінних змін в технології виробництва залізобетону.

Цікавими з цієї точки зору є нові технологічні принципи, закладені цілою низкою ведучих закордонних фірм Канади, США, Великобританії, ФРН, Фінляндії, Данії і ін. Вже понад 35-40 років тому за кордоном широке розповсюдження отримав метод безперервного формування на довгих (100-200 м) стендах, для реалізації якого запропоновано бетоноформуючі агрегати (БФА) [1,2,3], які забезпечують поетапно процеси розкладки, ущільнення і формоутворення суміші. Особливістю цих агрегатів є те, що при безперервному формуванні окремі зони, де здійснюються ці процеси, безперервно переміщуються разом з робочими органами агрегату відносно основи, на якій залишається бетонний виріб постійного перерізу. Таким чином силовий і вібраційний вплив на бетонну суміш здійснюється в обмеженому рухомому просторі.

Технологія безперервного формування застосовується для широкого спектру виробів промислового, цивільного і житлового будівництва таких як суцільні плити, плити з круглими і фігурними отворами, таврові балки, ребристі плити, ригельні балки і ін. Випуск бетоноформуючих агрегатів здійснюють фірми "Spirol Corp." "Vinnipeg" (Канада), "Dynaspan" (США), "Holodec" (США), "Tennesse Aircraft" (США) "Dodd", "Spancrete" (США), "Dina Follum" (Норвегія), "Elematik" (Фінляндія), "Roht" (ФРН), Allcons (ФРН), Dansk-Spaebeton (Данія) і ін.

Технологічний і конструктивний аналіз роботи цих агрегатів показує, що вплив на бетонну суміш здійснюється за рахунок поверхневої або внутрішньої вібрації (в т.ч. поверхневе вібротрамбування), статичної силової дії або екструзії. В основу дії агрегатів покладено ті чи інші комбінації перерахованих силових факторів на різних етапах обробки бетонної суміші, але завжди з використанням вібраційної дії. Разом з тим відомо, що для наджорстких дрібнозернистих сумішей ефективним є використання без вібраційних



методів ущільнення за допомогою роликів робочих органів. Досвід використання цього методу в НДІЗБ (м. Москва), Київського університету будівництва і архітектури на протязі 1980-2000 років, дозволив створити на основі технології безвібраційного формування нові конструктивні рішення бетоноформуючих агрегатів [4,5,6,7,8], які пройшли випробування на підприємствах будіндустрії Києва, Москви, Рязані, Черкас і ін. В напрямку безвібраційного формування проводились розробки також фірмою "Londa Parma Engineering" (Фінляндія). Тобто сучасний світовий досвід створення бетоноформуючих агрегатів дозволяє стверджувати, що для забезпечення їх роботи ефективним є використання комбінованої дії на суміш статичних і динамічних сил. При цьому механізми агрегатів в певній послідовності оброблюють суміш як з середини, так і з поверхні. Природно, що в умовах ринкових відносин ніяких повідомлень щодо конструктивних особливостей БФА і методики розрахунку їх параметрів не публікується. Функціонально-структурна побудова бетоноформуючих агрегатів узгоджується з виконанням необхідних операцій на певному етапі обробки суміші (Рис.1)

Виходячи з аналізу всієї множини конструктивних рішень БФА всі операції – взаємодії можливо звести до трьох переважних [1,2,10,11] :

- вібраційна обробка суміші в бункері, розподілення її по ширині і укладання в форму;
- ущільнення суміші - об'ємне або пошарове; вібраційне або безвібраційне;
- заглажування поверхні виробу і стабілізація, стану суміші.

Природно, що в подібних складних системах задача моделювання не може зводитись до однієї з операцій, оскільки характер взаємодії і стан середовища при виконанні різних операцій суттєво різні. Для визначення реальної картини взаємодії на різних етапах їх слід роздивлятись окремо, забезпечуючи їх стиковку ("сшивання") по показникам продуктивності. Тобто, для стійкої роботи агрегату необхідно витримувати баланс продуктивності окремих механізмів що визначає і продуктивність агрегату в цілому:

$$P_1 \equiv P_2 \equiv P_3 \equiv \dots \equiv P_{БФА} \quad (1)$$

В зв'язку з цим моделювання проводиться на базі загального енергетичного принципу [11,12,13] суть якого полягає в отриманні максимальної продуктивності кожної з операцій при мінімізації енергетичних витрат. Реалізація принципу здійснюється шляхом введення в умови рівності необхідної і виконаної роботи енергопоглинаючих властивостей суміші відповідно до етапу обробки. Для кожної операції повинно виконуватись оптимальне рівняння необхідної і виконаної робіт

$$\int_0^m \left( W_i \frac{m_i}{V} \right) dV_i = \int_0^{t_i} k_i P_i dt_i \quad (2)$$

де  $W_i$  - енергопоглинаючі властивості середовища при використанні  $i$ -ої операції;  $m_i$  і  $V_i$  - відповідно, маса і об'єм суміші в зоні обробки;  $k_i$  - коефіцієнт корисної дії  $i$ -го механізму під час передачі енергії від механізму до суміші;  $t_i$  - час виконання  $i$ -ої операції;  $P_i$  - необхідна потужність  $i$ -го робочого органу;

По мірі проходження різних етапів обробки величина енергопоглинання знижується за рахунок переходу кількості накопичених сумішшю деформацій в її новий якісний стан:

$$\left( W_i \frac{m_i}{V_i} \right) dV_i = m_i dW \quad (3)$$

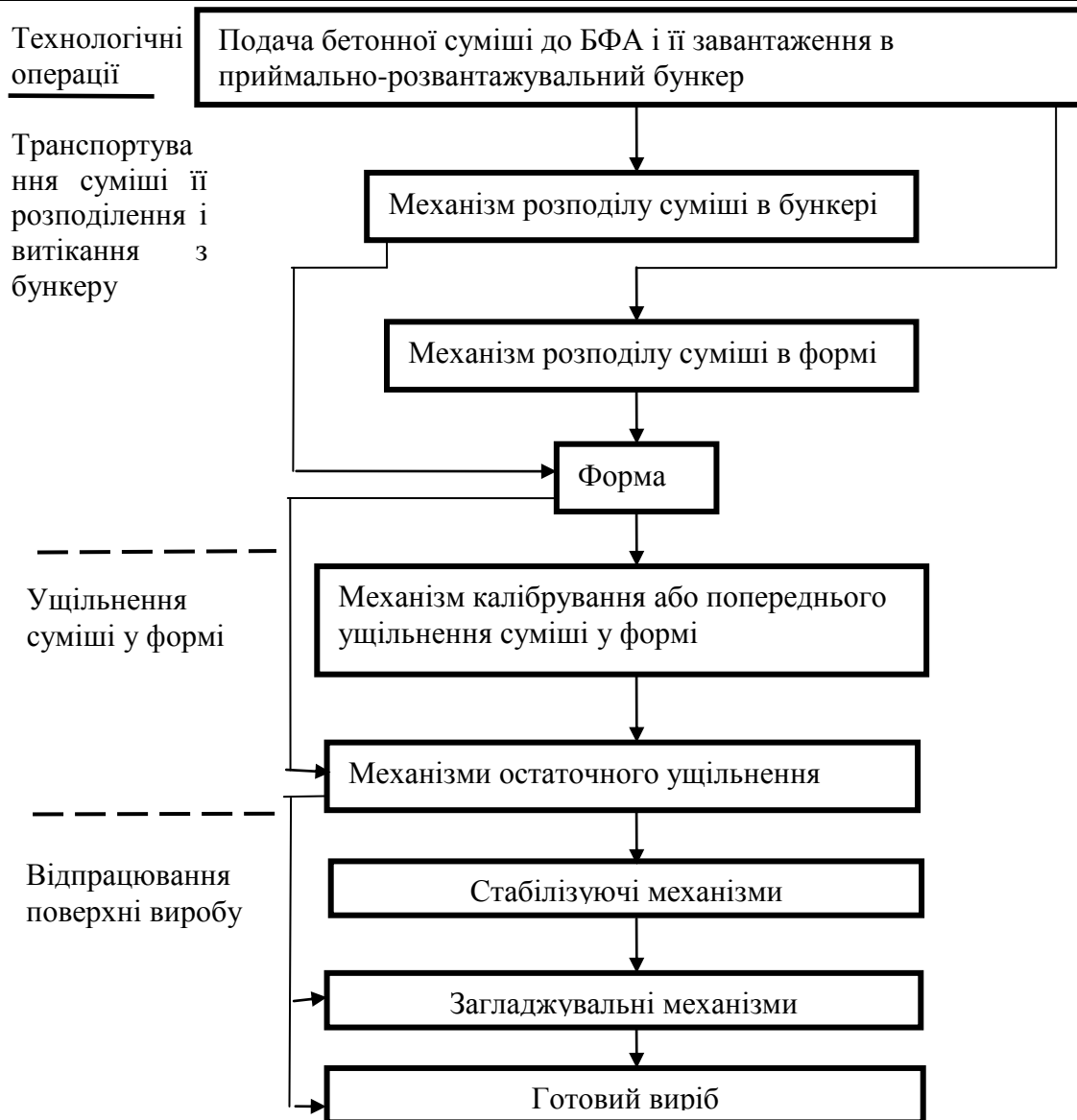


Рис.1. Функціонально-структурна схема компонування бетоноформуючих агрегатів і послідовність відповідних операцій

Умови (2) і (3) по суті показують нерозривний зв'язок між величинами, які характеризують параметри машини, суміші і режимом протікання процесу, являючись аналітичною моделлю передачі енергії від джерела до оброблюваного середовища. Для основних операцій процесу формування отримані аналітичні залежності, які дозволяють оцінити необхідні витрати енергії.

На етапі витікання суміші з бункеру при коливанні однієї його стінки енергопоглинання суміші -  $\varepsilon_0$  визначається витратами на зміну кінетичної енергії центра мас елементарного шару  $dx$  на елементарному переміщенні, його деформацію і на подолання сил тертя [12, 14]:

$$\varepsilon_0 = \frac{1}{2HT_0} \int_0^H \int_0^{T_0} V_x^2(x_1t) dx dt + \frac{\bar{n}}{H} \int_0^H dx \int_0^{T_0} \frac{\sigma_x(x_1t)}{\rho(x)} \left[ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} V_x + \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} \right] dt + \bar{f}_1 m_0 [\varepsilon_{01}] \quad (4)$$

де:  $H$  - висота бункеру ;  $T_0 = \frac{2\pi}{\omega}$  - кутова частота коливань ;  $V$  - швидкість руху суміші ;  $\sigma_i$  і  $\varepsilon$  - відповідно напруження і відносна деформація шару суміші під дією коливань,



$\bar{n} = \frac{T_{np}}{T_0}$ ; - час проходження суміші;  $\bar{f}_1$  - середнє значення співвідношення сил тяжіння і

суми усіх зовнішніх і внутрішніх сил, які діють на шар суміші;  $m_0$  - маса елементарного шару,  $[\varepsilon_{01}]$  - питоме енергопоглинання суміші.

Визначення складових енергопоглинання дозволяє розрахувати потужність для операцій спонукання суміші до витікання і оцінювати раціональність конструкції бункерного механізму по величині питомої енергії, що поглинається на одиницю маси суміші в процесі її витікання.

Енергопоглинання на етапі ущільнення суміші слід аналізувати розділяючи, перш за все, методи ущільнення (вібраційний або безвібраційний) і стадії ущільнення (попереднє або остаточне в сталому режимі). З точки зору навантажень, діючих на механізми агрегату, найбільш цікавим є сталий режим ущільнення як при вібраційному так і безвібраційному процесах. Для випадку вібраційного ущільнення в сталому режимі рішення хвильового рівняння коливань згідно методу Фур'є може бути представлено комплексною хвильовою функцією: [15,16] :

$$u(x_1 t) = (u_1 e^{ikx} + u_2 e^{-ikx}) e^{i\omega t}$$

де сталі  $u_1$  і  $u_2$  визначаються виходячи з межових умов:

$$u_1 = -x_\delta \cdot e^{-ikh} / 2Sh(ikh);$$

$$u_2 = x_\delta \cdot e^{ikh} / 2Sh(ikh);$$

$k = (\alpha + i\beta)$  - комплексне хвильове число ;  $\alpha$  і  $\beta$  - коефіцієнти, отримані в результаті рішення хвильового рівняння;  $h$  - висота шару суміші;  $x$  - поточна координата для шару суміші висотою  $h$ ;  $t$  - час збудження;

Для випадку, коли  $x=0$  рішення має вигляд :

$$u_1 + u_2 = x_\delta \tag{7}$$

Для контактного тиску одержано:

$$\sigma(a_1 t) = x_\delta \omega^2 \tilde{\rho} h \sqrt{a^2 + d^2}; \tag{8}$$

де  $a_2$  і  $d_2$  - хвильові коефіцієнти впливу суміші.

Напруга на поверхні при безвідривних коливаннях через сталу енергопоглинання суміші запишеться таким чином:

$$\sigma = \frac{\tilde{\rho} A}{\varepsilon} \tag{9}$$

де  $\tilde{\rho} = \frac{\rho_0 + \rho_{\max}}{2}$  - середня щільність шару суміші;  $A$  - стала енергопоглинання суміші при віброущільненні, яка показує кількість енергії, вкладеної в одиницю маси суміші.

Дійсна частина деформації:

$$\varepsilon(0, t) = x_\delta \sqrt{\left[ \frac{dSh(2\rho h) - \beta \sin(2dh)}{ch(2\beta h) - \cos(2dh)} \right]^2 + \left[ \frac{\rho Sh(2\rho h) + \alpha \sin(2dh)}{ch(2\rho h) - \cos(2dh)} \right]^2}. \tag{10}$$

Тоді для константи енергопоглинання маємо:

$$A = \frac{\sigma(0, t) \xi(0, t)}{\bar{\rho}} = \frac{x_\delta^2}{\tilde{\rho}} \sqrt{\left[ \frac{dSh(2\beta h) - \beta \sin(2dh)}{ch(2\rho h) - \cos(2dh)} \right]^2 + \left[ \frac{\rho Sh(2\beta h) + d \sin(2dh)}{ch(2\beta h) - \cos(2dh)} \right]^2}. \tag{11}$$

Визначення питомого енергопоглинання дозволяє перейти до визначення необхідної потужності ущільнення.

При визначенні енергопоглинання при роликовому безвібраційному формуванні для наджорстких сумішей використана гіпотеза пропорційності енергії ущільнення об'єму матеріалу, який деформується [17,18]:

$$A = \frac{Pl_x(h_0 + k_1h_n)}{l_p} \cdot \ln \frac{h_0 + k_1h_n}{h_0 + k_1h_n - h_3}; \quad (12)$$

де  $P$ - сумарне зусилля деформування;  $h_0; h_n; l_n; l_x; h_3$  - характерні параметри зони контакту і оброблюваного об'єму;  $k_1$ - коефіцієнт нерівномірності властивостей суміші ;

$$P = Lk_2 \int_0^l g_{\max} \left[ \frac{(Rh_0 + x^2)}{(Rh_0 + x_k^2)} \right]^{\beta-1} (1 + tgy_x) + l^{-\gamma} dx; \quad (13)$$

де  $k_2$  - коефіцієнт нерівномірності розподілу тиску по довжині ролика;  $L$  і  $R$ - довжина і радіус ролика;  $x, x_k$  - координати по дузі контакту ;  $\beta$  - функція властивостей середовища;  $g_{\max}$  - максимальний тиск під робочим органом;  $y_x$  - кут захвату;  $\gamma$  - показник, який залежить від умов взаємодії ролика і суміші.

Для умов взаємодії при роликово-екструзійному формуванні напруги в зоні формування створюються комбінацією зусиль від дії шнек-екструдера і роликового тиску:

$$\sigma = g_{\max} \left[ \frac{Rh_0 + x^2}{Rh_0 + x_k^2} \right]^{\beta-1} e(F_{\alpha;\delta}, Z + \gamma); \quad (14)$$

де  $F_{\alpha;\delta}$  - кутовий параметр, який залежить від кута транспортування  $\alpha$  та кута нахилу витків шнека  $\beta$ ;  $Z$  - координата в напрямку, паралельному до витків шнека.

Завершуваним станом обробки виробу практично для всіх робочих органів БФА є операції загладжування, які здійснюються дисковими, брусковими, валковими або комбінованими механізмами. Ефективність дії цих механізмів оцінюється "загладувальною здатністю" - довжиною лінії, на протязі якої робочий орган взаємодіє з оброблюваною поверхнею:

$$S_{p.o.} = \vartheta(V_{p.o.}; V_3; B); \quad (15)$$

де  $V_{p.o.}$  і  $V_3$ - відповідна швидкість робочого органу і швидкість руху агрегату;  $B$  – ширина робочого органу.

При цьому на поверхню свіжевідформованого виробу повинен забезпечуватись питомий тиск -  $P_n$ , який залежить від жорсткості бетонної суміші і вимог до кінцевої шорсткості поверхні. Виходячи з цього енергопоглинання на стані загладжування :

$$P_{\text{зар}} = \sigma_n F_{\text{кон}} \vartheta \sqrt{V_{p.o.}^2 + V_3^2}; \quad (16)$$

Таким чином, для практичних умов взаємодії робочих органів БФА з оброблюваним середовищем розроблені основні аналітичні залежності, які лягли в основу інженерних методик по розрахунку режимів формування і параметрів машин. Лабораторні дослідження методів вібраційного і безвібраційного формування підтвердили їх високу ефективність. На базі теоретичних і лабораторних досліджень запропоновані нові конструктивні рішення робочих органів і агрегатів в цілому [8,20,21]. Бетоноформуєчі агрегати пройшли виробничі випробування на підприємствах України і Російської федерації.

Промисловий агрегат роликового формування на Черкаському ДБК для легких керамзитобетонних зовнішніх панелей (рис.2, а) забезпечувала продуктивність 12,500 м<sup>3</sup>/рік і дозволила вивільнити 7 робочих, зменшити витрати цементу на 40-50 кг/м<sup>3</sup> і скоротити час термовологісної обробки на 4,5 години.

Промисловий агрегат вібраційної поверхневої дії в умовах Каховського заводу ЗБВ дозволив відмовитись від використання двох машин: бетонороздавача і віброплощадки, збільшити знімання продукції з 1 м<sup>2</sup> виробничої площі практично в два рази, знизити загальну вагу формувального обладнання на  $\approx 40\%$ .

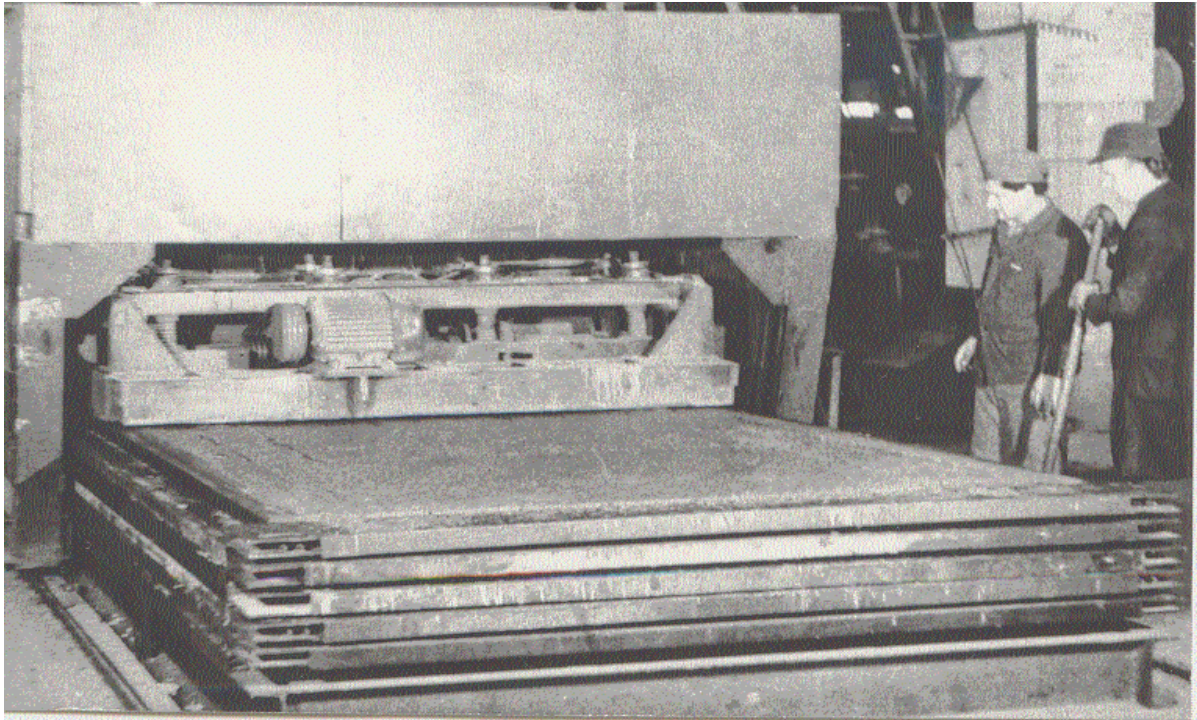
Бетоноформуєчі агрегати вібраційної і безвібраційної дії працювали на заводах ЗБК в містах Рязані, Голіцино, Новомосковськ (Росія), Старому Осколі, Києві.

Досвід проведених теоретичних і лабораторно-виробничих досліджень, аналіз ситуації, яка складається в умовах сучасних ринкових відносин дозволяє стверджувати,





що в Україні створилась ситуація, яка дозволяє перейти до самостійного створення сучасних бетоноформуючих агрегатів. Це безумовно потребує концентрації науково-технічних і матеріальних ресурсів, але в майбутньому дасть значні економічні прибутки.



а)



б)

Рис.2. Промислові бетоноформуючі агрегати розроблені на базі досліджень, проведених в КНУБА:  
а – роликівий БФА на Черкаському ДБК; б – поверхневий БФА на Каховському заводі ЗБВ

*Основні праці:*

1. Ли В.А. Зарубежное оборудование для непрерывного формирования железобетонных конструкций // Обзорная информация ЦНИИТЭСтроймаш; 21-78-11. - М.,1978. -53с.
2. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси.- К.: Будівельник, 1991. - 145с.
3. Назаренко И.И., Гарнец В.Н.Перспективные направления создания и совершенствования уплотняющих машин в строительстве// Общество Знание, -К., 1987. - 16 с.
4. Гарнец В.Н. Перспективы и технологические возможности метода роликового формирования ЖБИ// III-я международная конференция. "Материалы для строительных конструкций".-УСМВ.94.- Днепропетровск, 1994. - С.268-270.
5. Руководство по проектированию и организации производства сборных железобетонных плоских изделий способом греющих пакетов. ВТР -С.-К.: 1980. - 66 с.
6. А.С.№1479277- МКИ В28В13/02.Бетоноукладчик.
7. А.С.№1719201 МКИ В28В5/02 Устройство для изготовления строительных изделий с пустотами.
8. А.С.№1713812 МКИ В28В13/02 Устройство для формирования строительных изделий с пустотами.
9. Гарнец В.Н. Особенности процесса поверхностного формирования бетоноформуемыми агрегатами// Реология бетонных смесей и ее технологические задачи. - Рига: РПИ, 1988. – С.169-170.
10. Технология и организация производства сборных железобетонных плит пакетным способом// Пособие к СНИП 3.09. «Производство строительных изделий, конструкций и материалов». - К., 1985. – 68 с.
11. Гарнец В.Н. Обобщенная модель взаимодействия многокомпонентных рабочих органов БФА со средой// II международная конференция "Материалы для строительства". - Днепропетровск, 1993. –С.235-236.
12. Гарнець В.М.,Головач А.І. Моделювання процесу витікання бетонної суміші з бункерних пристроїв БФА// ГБДММ. - № 56. - 2000. -С.36-39.
13. Гарнець В.М., Зайченко С.В. Високоєфективне обладнання для виробництва пустотних панелей.- К.: ГБДММ. - №52. - 1998. -С.78-82.
14. Гарнец В.М. Методология проектирования и конструирования машин . Учебное пособие.- К.: УМК ВО, 1988. - 158 с.
15. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей.- К.: Вища школа, 1985. - 168с.
16. Назаренко И.И., Пенчук В.А., Гарнец В.Н. и др. Механизация и автоматизация трудоемких процессов на предприятиях сборного железобетона. – К.: Будівельник, 1988. - 192с.
17. Гарнец В.Н., Рюшин В.Т. Аналитическое определение контактного давления при роликовом формировании.- К.: ГСДМ. – № 36. – 1983. – С.58-62.
18. Гарнець В.М., Зайченко С.В. Визначення опору перекошуванню безвібраційного робочого органу для виробництва пустотних виробів.-К.: ГБДММ. – № 53. – 1999. - С.49-55.
19. Гарнець В.М., Сосюра А.В. Моделювання процесу ролико-екструзійного формування пустотних панелей// Техніка будівництва. - 2001. - №9. - С.65-68.
20. Патент № 30776 А., Україна МКИ В28В13/02 Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей.
21. Патент № 33971 А., Україна МКИ В28В13/02 Пристрій для формування виробів з бетонних сумішей.



**ПОЛЯНСЬКИЙ Станіслав Костянтинович, кандидат технічних наук,  
професор, дійсний член Академії будівництва України**

Народився 20 липня 1932 року в місті Уварово Тамбовської області.

У 1954 р. закінчив Ленінградське військово-інженерне училище. 1954-1960 рр. - служба в армії на посадах командира взводу дорожніх машин та заступника командира роти по технічній частині.

З 1960 по 1977 рік працював у НДІ будівельного виробництва, в лабораторії експлуатації і ремонту будівельних машин, на посадах: починаючи з п.о. інженера і закінчив начальником відділу науково дослідних робіт з зарубіжними організаціями, одночасно вчився на вечірньому відділенні КАДІ, який закінчив у 1966 році.

Після закінчення інституту працював за сумісництвом в будівельному технікумі, а потім в КІБІ на курсах підвищення кваліфікації інженерно-технічних робітників. Після захисту кандидатської дисертації був запрошений на посаду доцента кафедри ЕРБМ КІБІ. З 1991 р. обраний на посаду професора, а в 1994 р. присвоєно вчене звання професора кафедри ЕРБМ. У 1991 р. за досягнення в навчально-виховній та науково-методичній роботі присуджена премія Міністерства освіти УРСР, а у 1998 році був обраний дійсним членом Академії будівництва України

*Основні напрямки наукової діяльності:* експлуатація будівельних машин

## **НАПРЯМОК ТА РЕЗУЛЬТАТИ НАУКОВИХ ДОСЛІДЖЕНЬ СЕКЦІЇ ЕКСПЛУАТАЦІЇ І РЕМОНТУ**

На кафедрі експлуатації і ремонту будівельних машин (зараз кафедра МОТП) секцію експлуатації і ремонту очолив професор Канюка М.С. (колишній директор НДІ Будівельного виробництва). Ця секція умовно поділялась на два напрямки: ремонт і експлуатація. При кафедрі була організована лабораторія "Міністерства промислового будівництва", керівником якої був к.т.н. доцент Поповіченко Г.Д., завідуючий лабораторією Маляр А.П., старший науковий працівник доцент Биструшкін Г.С. Співробітники лабораторії за завданням міністерства займались розвитком та удосконаленням ремонтної бази міністерства на всій території України. Крім того вони розробили чимало матеріалів по технології ремонту конкретних марок машин. Професор Миколай Сергійович Канюка продовжив роботи розпочаті ним в НДІБВ в галузі малої механізації з д.т.н., професором Лівінським О.М.

Другий напрямок (по експлуатації будівельних машин) доручили мені. В цій секції працювали Діденко В.А., потім Лесько В.І., Жерновий А.С. (нині завідуючий відділом ДержАвтотрансНДІПроект), Тимченко С.Х. (колишній управляючий трестом "Будмеханізація"). Експлуатацією будівельних машин я займаюсь з 1954 року.

Усі розробки в цій галузі пов'язані з удосконаленням системи ППР, розробкою нормативних документів союзного і республіканського значення, і розробкою технології

технічного обслуговування будівельних машин. Під керівництвом д.т.н. професора Луїк Ігоря Альфредовича були розроблені і видані московським видавництвом "Стройиздат" масовим тиражем 19 книжок по технічному обслуговуванню конкретних марок будівельних машин. Вони розійшлися по всьому СРСР тиражем у декілька тисяч примірників. Потім (вже на кафедрі в КІБІ технічне обслуговування машин розвивалось у напрямку впровадження технології діагностування на замовлення "Мінпромстроя УРСР"). Нами розроблені технологічні карти ТО та діагностування будівельних машин. Ці розробки потім видані масовим тиражем [5]. Всі ці роботи впроваджені в учбовий процес. В цих розробках враховані майже всі дослідження та практичні рекомендації сільгосптехніки та автомобільної галузі. З приходом на кафедру Тимченко С.Х. спеціалісти секції експлуатації займалися дослідженнями очищенням робочої рідини. Було розроблено і виготовлені в металі дві майстерні. В одній з них для очищення встановлений СОГ, а на іншій – спарена центрифуга трактора Т-130.

Передбачалося, що система очищення оливи майстерні закольцевуватиметься з гідравлічною системою будівельної машини і очищення РР проходитиме без її зливу з системи (докладно ці майстерні описані у московському журналі "Механізація будівництва").

Крім того усі ці роки велися розробки в галузі вдосконалення системи ППР. Ще у 70-х роках результати досліджень увійшли до нормативного документу "Рекомендации по организации технического обслуживания и ремонта строительных машин" [6].

За останні роки розроблена концепція і рекомендації по переходу від системи ППР за напрацюванням до системи ППР за технічним станом. Матеріали опубліковані в статті [7].

Зараз читає дві дисципліни: "Експлуатаційні матеріали" та "Якість машин".

У 60-х роках ним опубліковано (у співавторстві) 19 книжок у московському видавництві "Стройиздат" масовим тиражем від 10 до 25 друкарських аркушів. У 1979 році (у співавторстві) їм опублікована монографія "Техническая эксплуатация машин в строительстве". У 1986 році він самостійно підготував і опублікував підручник "Эксплуатация строительных машин". Готуються до видання три підручника: "Надійність машин", "Експлуатаційні матеріали для автомобілів і тракторів" (для ПТУ) та "Технічна експлуатація будівельних машин".

Полянський С.К. є співавтором 2-х стандартів союзного значення і 4-х державних стандартів України, та крім того ним опубліковано особисто і у співавторстві 7 брошур та багато статей, а також більше ніж 20 методичних вказівок загальним обсягом більше 350 друкарських аркушів.

#### *Основні праці:*

1. Канарчук В.С., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. Надійність машин: Навчальний посібник. – К.: НТУ, 2001. – 425с.
2. Полянський С.К. Будівельно-дорожні та вантажопідіймальні машини: Навчальний посібник. – К.: Техніка, 2001. – 624с.
3. Полянський С.К. Експлуатація будівельно-дорожніх машин. В 3 т. – К.: КТУ, 2003.
4. Полянський С.К. Експлуатаційні матеріали: Підручник. – К.: Либідь, 2003. – 36 др. арк.
5. Полянський С.К., Жерновий А.С., Лесько В.І., Тинченко С.Х. Діагностика та технічне обслуговування будівельних машин. Практикум: Навчальний посібник. – К.: Либідь, 1999. – 312с.
6. Полянський С.К. Рекомендации по организации технического обслуживания и ремонта строительных машин. – М.: ЦНИИОТП Госстроя СССР, 1978. – 94 с.
7. Полянський С.К. Нова концепція переходу до нової системи ППР за технічним станом// Вістник Національного транспортного університету і академії транспорту України. – 2000. – №4.

**БОГУСЛАВСЬКИЙ Вадим Євгенович, кандидат технічних наук, доцент**

Народився 3 березня 1938 р.

Закінчив Київський автомобільно-дорожній інститут по спеціальності "Експлуатація автомобільного транспорту".

Працював інженером-конструктором на Алтайському тракторному заводі, в Інституті електрозварювання ім. Е.О.Патона, в ОКБ "Стройдормаш". В 1968 р. поступив до аспірантури інституту "УкрНДУпроект".

В 1974 р. захистив кандидатську дисертацію і був обраний на посаду старшого наукового співробітника.

З 1981 р. працює в КНУБА на посаді старшого наукового співробітника, а з 1988 - доцента.

Має 122 наукових праці, в тому числі науково-методичних – 23, авторських свідоцтв – 15.

*Основні напрямки наукової діяльності:* формування і оцінка структур комплексної механізації будівництва з допомогою енергетичних показників, а також удосконалення конструкцій роликів центрифуг і маніпуляторів для оздоблювальних робіт

## **СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ ЯКОСТІ ЗАБОЇВ МАШИН ДЛЯ ЗЕМЛЯНИХ РОБІТ З ДОПОМОГОЮ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ**

Відомо, що продуктивність і ефективність роботи машин для земляних робіт визначається системою "оператор-машина-забій".

При дослідженні цієї системи є достатньо повна інформація тільки по одному її елементі - машині. Решта елементів можуть бути оцінені дуже приблизно. Це ускладнює аналітичний опис системи і, як наслідок, прогнозування ефективності її функціонування.

Особливо невизначеним елементом є забій. Інформація про нього, така як вид і стан ґрунту, геометричні параметри і т.д., як правило дається у формі опису, що ускладнює порівняння роботи машин у різних виробничих умовах.

Метою цієї роботи є розробка математичного опису забою як елемента системи "оператор-машина-забій".

Актуальність цього напрямку полягає в застосуванні системного підходу для аналізу робочих процесів окремих машин для земляних робіт, а також їх комплектів в різних виробничих умовах.

В зв'язку з тим, що забій є досить складним елементом системи і характеризується багатьма властивостями, є сенс урахувати тільки ті його показники, які безпосередньо впливають на робочий процес ґрунторозробних машин. Комплекс цих властивостей фактично визначає якість забою по відношенню до машини.

Дослідження показали, що одним із шляхів вирішення проблеми є прийняття у ролі узагальненого показника якості забою величини корисної роботи, що необхідна для розробки одиниці об'єму ґрунту в конкретних технологічних умовах.

При цьому під корисною роботою треба розуміти роботу, що зв'язана з руйнуванням ґрунту і його переміщенням в межах забою. Цей узагальнений показник може бути визначений виходячи із сукупності одиничних показників, найважливішими із котрих є питомий опір копанню гранта і його щільність.

Наприклад, для екскаваторів зворотних лопат при улаштуванні котлованів з розвантаженням в транспорт показник якості забою має вигляд

$$Ay = K_F + \gamma (H_K + h_c), \text{ кДж/м}^3 \quad (1)$$

де  $K_F$  – питома енергомісткість копання, кДж/м<sup>3</sup>;  $\gamma$  – питома вага ґрунту, кН/м<sup>3</sup>;  $H_K$  – глибина котловану, м;  $h_c$  – висота транспортного сосуда, м.

При необхідності у формулу (1) додаються коефіцієнти, що ураховують вплив негабаритних кусків породи, адгезії, намерзання, абразивних властивостей ґрунту і т.д. З допомогою цих коефіцієнтів конкретний забій замінюється на модель типу (1) з відповідним коректуванням значень  $K_F$  і  $\gamma$ .

Аналогічні формули можуть бути одержані для інших землерийних і землерійно-транспортних машин.

По аналогії з оцінкою якості промислової продукції для оцінки якості забою пропонуються такі категорії: номінальна, гранично-припустима і гранична.

Під номінальною якістю забою розуміється така якість, при якій машина працює з теоретичною продуктивністю при номінальній потужності привода.

Гранично-припустима – це така якість забою, при якій досягається стовідсоткове заповнення ковша або відвала машини при застосуванні максимальної потужності привода.

Під граничною якістю забою розуміється така якість, нижче якої робота машини не доцільна у зв'язку з різким зниженням продуктивності, зростанням кількості відказів, небезпечними умовами роботи.

Для спрощення методики доцільно ввести ще одну категорію якості – "нульову", що відповідає "розробці повітря", тобто холостим рухам машини, що імітують робочі. Це дає можливість всі варіанти якості забою поділити на такі діапазони:

- нульова-номінальна;
- номінальна-гранично-припустима;
- гранично-припустима-гранична;
- гірше граничної.

Узагальнений показник якості забою має взаємозв'язок з потужністю і продуктивністю машин. Цей взаємозв'язок для одноковшового екскаватора в найпростішому випадку (в діапазоні якості "гранично-припустиме-граничне"), має вигляд

$$Ay = 3600 \frac{N}{Q} \eta_{\text{мех}} \eta_{\text{т}}, \quad (2)$$

де  $N$  – максимальна потужність машини, кВт;  $Q$  – технічна продуктивність, м<sup>3</sup>/год;  $\eta_{\text{мех}}$  – механічний ККД екскаватора;  $\eta_{\text{т}}$  – технологічний ККД (доля копання і переміщення ґрунту в робочому циклі екскаватора).

$$\eta_{\text{т}} = \frac{t_{\text{коп}} + t_{\text{пер}}}{t_{\text{ц}}}, \quad (3)$$

де  $t_{\text{коп}}$  – середня тривалість копання, с;  $t_{\text{пер}}$  – середня тривалість переміщення ґрунту, с;  $t_{\text{ц}}$  – середня тривалість циклу, с.

В інших діапазонах взаємозв'язок між якістю забою, потужністю і продуктивністю машин більш складний.

На базі проведених досліджень одержані показники якості забою для основних землерийних і землерійно-транспортних машин-екскаваторів типу пряма і зворотна лопата, багатоковшових екскаваторів, бульдозерів, скреперів і т.д. Це дає можливість більш точно і обґрунтовано прогнозувати продуктивність машин для земляних робіт в різних природних і технологічних умовах.

Крім того, енергетичний метод дає можливість оцінювати технічний рівень окремих машин і їх комплектів і порівнювати їх між собою незважаючи на різні типорозміри і умови роботи.



Енергетичний метод викладався студентам спеціальності "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини і обладнання" в курсі "Комплексна механізація, автоматизація і механоозброєність будівництва".

*Основні праці:*

1. Одноковшовые гидравлические экскаваторы для открытых горных работ. Обзор. Соавторы: Сатовский Б.И. и др. – М.: НИИИНФОРМТЯЖМАШ, № 2-78-31, 1978.
2. Опыт и перспективы применения гидравлических экскаваторов на разрезах. Обзор. Соавторы: Мельников Н.Н. и др. – М.: ЦНИЭИуголь, Добыча угля открытым способом, 1980.
3. ОСТ 24.072.11-80. Забои одноковшовых экскаваторов. Показатели качества. – М.: Минтяжмаш, 1980.
4. РТМ 24.072.14-80. Метод расчета устройства для поворота ковша одноковшовых экскаваторов. – М.: Минтяжмаш, 1980.
5. Технология использования экскаваторов с гидроприводом. В кн. Ю.И.Белякова "Проектирование экскаваторных работ". – М.: Недра, 1983.
6. Організація технічного обслуговування, ремонту і експлуатації будівельних машин. Конспект лекцій. – К.: КНУБА, 2002.
7. Організація технічного обслуговування, ремонту і експлуатації будівельних машин. Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2003. - 95 с.
8. Верстатний різальний інструмент. Навчальний посібник. Співавтори: В.М.Гарнець, В.О.Шаленко. – К.: КНУБА, 2003. - 90 с.

**ЧОВНЮК Юрій Васильович, канд. техн. наук, доцент**

Народився 29 квітня 1951 р.

У 1968 р. закінчив радіофізичний факультет Київського державного університету ім. Т.Г. Шевченка за спеціальністю "фізика і електроніка".

У 1973-1976 навчався в аспірантурі НДІ "Оріон". Працював молодшим співробітником НДІ "Оріон" до 1978 р.

З 1978 р. працює у КНУБА на посадах: старшого інженера, молодшого наукового співробітника, старшого наукового співробітника, доцента кафедри математики.

У 1991 р. захистив кандидатську дисертацію за спеціальністю "Механіка деформованого твердого тіла". З 1993 по 1996 рр. навчався в докторантурі при кафедрі ЕРБМ.

Автор 480 наукових публікацій.

*Основні напрямки наукової діяльності:* моделювання та аналітичний опис динамічних систем в умовах взаємодії з оброблюваним середовищем

## **ПРО КОРЕКТНИЙ ПІДХІД У МОДЕЛЮВАННІ Й АНАЛІЗІ ДИНАМІКИ ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН В УМОВАХ ВЗАЄМОДІЇ З ОБРОБЛЮваним СЕРЕДОВИЩЕМ**

Створення розрахункового апарату математичної моделі (адекватної) стану оброблюваного матеріалу та розрахункової схеми розглядуваної системи, котрі повинні бути по можливості простими й досить достовірними. Перша умова виконується завдяки знаходженню реологічної залежності, яка відображає стан бетонної суміші, що знаходиться під впливом вібраційного поля машини.

Вибір розрахункової схеми залежить від того, якою кількістю ступенів свободи руху можна представити середовище, яке ущільнюється. Бетонна суміш є зв'язуючим ланцюгом між робочим органом (столом вібромайданчика) та привантаженням, тому у розрахунковій схемі може бути представлена системою як із розподіленими, так і з зосередженими параметрами. Для системи із зосередженими параметрами [1-7] зв'язок між основними характеристиками коливань описується системою диференціальних рівнянь для маси бетонної суміші ( $m_0$ ) та маси привантаження ( $m_{np}$ ). Вказані диференціальні рівняння належать до класу звичайних. Для цієї ж системи рівнянь, якщо оброблюване середовище представити розподіленими параметрами [8-10], використовується хвильове рівняння коливань пружного стрижня.

Розв'язок вказаних вище рівнянь (як звичайних, так і у частинних похідних – для варіанту системи із розподіленими параметрами) дозволяє аналітично описувати рух розглядуваної системи без затухання. Наявність бетонної суміші у системі, що коливається, справляє значний вплив на динаміку вібромайданчика. Оскільки оброблюване середовище має інерційні, пружні та дисипативні сили опору, то саме ці властивості повинні бути враховані у її (суміші) реологічній моделі.

Слід зазначити, що для правильного вибору розрахункової моделі та її аналітичного опису необхідно врахувати саме вказані вище сили (а точніше – весь комплекс вказаних сил опору коливанням бетонної суміші). Це можна зробити на основі





тієї чи іншої реологічної залежності між напруженням та деформацією, яка відображає той стан оброблюваного матеріалу, для котрого й вибирається модель.

При цьому слід врахувати, щоб вибір тієї чи іншої гіпотези не "нав'язував" матеріалу (який досліджується і дисипативні властивості котрого невідомі) якісь конкретні залежності напруження та деформації від того чи іншого параметру: частоти, амплітуди і т.д.

Зрозуміло, що слід застосовувати найбільш узагальнені припущення відносно цих залежностей, тобто коефіцієнт внутрішнього тертя  $\gamma$  слід вважати певним чином залежним від вказаних вище параметрів. Якщо з цієї точки зору розглядати гіпотезу Кельвіна – Фойгта, яка враховує пружно-в'язкі властивості оброблюваного середовища, то вона передбачає для матеріалу лінійну залежність розсіювання енергії від частоти. У дійсності ж природа розсіювання енергії при коливаннях може мати більш складний характер, який часто не узгоджується взагалі зі вказаною гіпотезою [8,11]. Отже, у основу вихідної реологічної залежності необхідно покласти таку гіпотезу, котра була б досить гнучкою, універсальною та дозволяла б врахувати весь комплекс опорів коливанням бетонної суміші без попереднього припущення про закономірності їх зміни.

Цим вимогам задовольняє гіпотеза залежності напружень від деформації у комплексному виді. Вона широко використовується при розрахунках коливань будівельних конструкцій з бетону [12], пластмас [13] та інших матеріалів. Стосовно до ущільнення бетонних сумішей прикладом цього є гіпотеза Є.С. Сорокіна [14, 15]. Ряд теоретичних та експериментальних досліджень [11, 16] підтверджує добре узгодження результатів теорії та практики саме за умови використання цієї гіпотези стосовно коливань стовпа бетонної суміші на вібромайданчику.

У зв'язку з цим для опису руху системи "вібраційна машина/вібромайданчик – бетонна суміш – привантаження" у даній роботі буде використана гіпотеза Є.С. Сорокіна.

Вибір тієї чи іншої схеми розрахунку середовища (дискретної чи континуальної) повинен ґрунтуватися на конкретних умовах формування, які враховують як параметри вібромайданчика та привантаження, так і властивості суміші й розміри виробу, що формується.

**Метою даної роботи** є аналітичний опис динаміки системи "вібромайданчик – бетонна суміш – привантаження" у межах дискретно-континуального підходу та використання гіпотези Є.С. Сорокіна методами математичної фізики [4].

### **1. Аналітичний опис динаміки системи "вібромайданчик – бетонна суміш – привантаження"**

Рівняння руху елементарного прошарку бетонної суміші наведено у [1, 2]. Розглядаючи її як систему із розподіленими параметрами, для поздовжнього переміщення будь-якого перерізу суміші при коливаннях  $u(x, t)$  ( $x$  – просторова,  $t$  – часова координата, відповідно) маємо наступне диференціальне рівняння:

$$c^2 \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 u}{\partial t^2}, \quad i = \sqrt{-1}, \quad (1)$$

де  $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$  – швидкість поширення поздовжніх хвиль у бетонній суміші,  $E$  – модуль

пружності,  $\rho$  – щільність суміші,  $\gamma$  – коефіцієнт внутрішнього тертя (згідно гіпотези Є.С. Сорокіна).

Початкові умови задачі приймаємо нульовими, тобто:

$$u|_{t=0} = 0, \quad \frac{\partial u}{\partial t}|_{t=0} = 0. \quad (2)$$

Введемо наступні позначення:  $h$  – висота стовпа бетонної суміші;  $m_0$  – маса бетонної суміші;  $m_g$  – маса вібромайданчика;  $m_{np}$  – маса привантаження;  $c_g$  – жорсткість



вібромайданчика;  $c_{np}$  – жорсткість привантаження;  $Q(t) = Q_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi_0)$  – закон зміни у часі сили, що діє з боку вібромайданчика (його робочого органу) на бетонну суміш;  $P(t) = P_0 \cdot \sin(\omega t + \psi_0)$  – закон зміни у часі сили, що діє з боку привантаження на бетонну суміш;  $(\varphi_0, \psi_0)$  – початкова фаза коливань вібромайданчика та привантаження, відповідно;  $\omega$  – кругова частота їх коливань.

Розрахункова схема системи, як такої, що має розподілені параметри, наведена на рис. 3,б [1].

Граничні умови на кінцях стовпа бетонної суміші, що знаходиться у вібраційному полі вібромайданчика та привантаження, слід визначити у найбільш загальному вигляді для випадків вібро-, пневмо- та гравітаційного привантаження.

Початок системи координат ( $x=0$ ) розмістимо на вібромайданчику, а привантаження знаходиться на поверхні з координатою  $x=h$ .

Тоді маємо наступні граничні умови задачі:

$$\begin{cases} ES \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=0} = Q_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi_0) - m_g \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=0} - c_g \cdot u \Big|_{x=0}; \\ ES \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \Big|_{x=h} = P_0 \cdot \sin(\omega t + \psi_0) + m_{np} \cdot \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \Big|_{x=h} - c_{np} \cdot u \Big|_{x=h}. \end{cases} \quad (3)$$

У другому рівнянні (3) вважаючи  $c_{np}, P_0$  нулями, можна отримати граничну умову для вібро-, пневмо- та гравітаційного привантажень.

Згідно з методом Фур'є, частинні розв'язки рівняння (1) будемо шукати у вигляді:

$$u(x, t) = T(t) \cdot X(x). \quad (4)$$

Тоді отримаємо рівняння:

$$T''(t) + c^2 \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2 \cdot T(t) = 0, \quad (5)$$

$$X''(x) + \lambda^2 \cdot X(x) = 0. \quad (6)$$

У (5), (6)  $\lambda$  – власне значення задачі (1) – (3).

Щоб функція (4), відмінна від тотожного нуля, задовольняла граничним умовам (3), слід вимагати виконання умов:

$$\begin{cases} ES \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot X'(0) \cdot T(t) = Q_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi_0) - m_g \cdot X(0) \cdot T''(t) - c_g \cdot X(0) \cdot T(t); \\ ES \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot X'(h) \cdot T(t) = P_0 \cdot \sin(\omega t + \psi_0) + m_{np} \cdot X(h) \cdot T''(t) - c_{np} \cdot X(h) \cdot T(t). \end{cases} \quad (7)$$

Інтегруючи рівняння (6), отримаємо:

$$X(x) = C_1 \cdot \cos(\lambda x) + C_2 \cdot \sin(\lambda x). \quad (8)$$

Враховуючи (5), можна (7) записати наступним чином:

$$\begin{cases} ES \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot X'(0) \cdot T(t) = Q_0 \cdot \sin(\omega t + \varphi_0) - m_g \cdot X(0) \cdot [-c^2 \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2] \cdot T(t) - c_g \cdot X(0) \cdot T(t); \\ ES \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot X'(h) \cdot T(t) = P_0 \cdot \sin(\omega t + \psi_0) + m_{np} \cdot X(h) \cdot [-c^2 \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2] \cdot T(t) - c_{np} \cdot X(h) \cdot T(t). \end{cases} \quad (9)$$

У подальшому вважаємо  $(\varphi_0 = \psi_0 \equiv 0)$ , тоді граничні умови (9) виконуються, якщо:

$$T(t) = \sin \omega t; \quad \omega^2 = c^2 \cdot (1 + i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2. \quad (10)$$

(Слід зазначити, що задача має коректний у математичному сенсі розв'язок і у випадку, коли  $\varphi_0 = \psi_0 = const \neq 0$ . Тоді  $T(t)$  слід визначити як  $T(t) = \sin(\omega t + \varphi_0)$ ).

Підставляючи (8) у (9), з урахуванням (10) матимемо:



$$\begin{cases} ES \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda \cdot C_2 = Q_0 - m_6 \cdot C_1 \cdot [-c^2 \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2] - c_6 \cdot C_1 = 0; \\ ES \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot [-\lambda \cdot C_1 \cdot \sin(\lambda h) + \lambda \cdot C_2 \cdot \cos(\lambda h)] = P_0 + m_{np} \times \\ \times [C_1 \cdot \cos(\lambda h) + C_2 \cdot \sin(\lambda h)] \cdot [-c^2 \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2] - c_{np} \cdot [C_1 \cdot \cos(\lambda h) + C_2 \cdot \sin(\lambda h)]. \end{cases} \quad (11)$$

Рівняння (11) можна представити у наступному вигляді:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot C_1 + a_{12} \cdot C_2 = Q_0, \\ a_{21} \cdot C_1 + a_{22} \cdot C_2 = P_0, \end{cases} \quad (12)$$

де

$$\begin{cases} a_{11} = c_6 - m_6 \cdot c^2 \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2; \quad a_{12} = ES \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda; \\ a_{21} = \{ES \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot (-\lambda) \cdot \sin(\lambda \cdot h)\} + \{m_{np} \cdot c^2 \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2 + c_{np}\} \cdot \cos(\lambda \cdot h); \\ a_{22} = \{ES \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda \cdot \cos(\lambda \cdot h)\} + \{m_{np} \cdot c^2 \cdot (1+i \cdot \gamma) \cdot \lambda^2 + c_{np}\} \cdot \sin(\lambda \cdot h). \end{cases} \quad (13)$$

Розв'язок системи (12) при  $\lambda = \frac{\omega}{c} \cdot \sqrt{(1+i \cdot \gamma)^{-1}} = \frac{\omega}{c} \cdot \frac{1}{\sqrt{1+i \cdot \gamma}}$  має вигляд:

$$\begin{cases} C_1 = \frac{Q_0 \cdot a_{22} - P_0 \cdot a_{12}}{\Delta}; \quad C_2 = \frac{P_0 \cdot a_{11} - Q_0 \cdot a_{21}}{\Delta}; \\ \Delta = a_{11} \cdot a_{22} - a_{21} \cdot a_{12}. \end{cases} \quad (14)$$

Таким чином, вимушені коливання бетонної суміші у формі описує залежність:

$$\begin{cases} u(x, t) = \{C_1 \cdot \cos(\lambda x) + C_2 \cdot \sin(\lambda x)\} \cdot \sin(\omega t), \\ \lambda = \frac{\omega}{c} \cdot \sqrt{(1+i \cdot \gamma)^{-1}}, \end{cases} \quad (15)$$

а значення  $C_1$  й  $C_2$  визначені у (14).

## 2. Власні коливання бетонної суміші

Але бетонна суміш може підтримувати й власні коливання. Цю частину розв'язку задачі (1) – (3) слід шукати за умови  $Q_0 = P_0 = 0$  (при цьому жорсткості  $c_{np}$ ,  $c_6$  відмінні від нуля, бо створюють ефект "границі").

Тоді для  $C_1^*$ ,  $C_2^*$ , що визначають амплітуди власних коливань:

$$\begin{cases} u^*(x, t) = X^*(x) \cdot T^*(t), \\ X^*(x) = C_1^* \cdot \cos(\lambda^* x) + C_2^* \cdot \sin(\lambda^* x), \end{cases} \quad (16)$$

маємо:

$$\begin{cases} a_{11} \cdot C_1^* + a_{12} \cdot C_2^* = 0, \\ a_{21} \cdot C_1^* + a_{22} \cdot C_2^* = 0. \end{cases} \quad (17)$$

Власні значення  $\lambda^*$  визначаються тоді з рівняння (трансцендентного):

$$\Delta = 0, \quad (18)$$

де слід  $\lambda$  замінити на  $\lambda^*$ .

Рівняння (18) має нескінчене число розв'язків  $\lambda_k^*$ ,  $k = 1, 2, 3, \dots$ . Враховуючи цю обставину, а також те, що існує співвідношення (5), можна складову загального розв'язку задачі (1) – (3), що відповідає власним коливанням бетонної суміші, подати у вигляді:

$$u^*(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} \{C_{1k}^* \cdot \cos(\lambda_k^* x) + C_{2k}^* \cdot \sin(\lambda_k^* x)\} \cdot \sin(\omega_k^* t), \quad (19)$$

де  $\omega_k^* = c \cdot (1+i \cdot \gamma)^{1/2} \cdot \lambda_k^*$ .

За ненульових початкових умов задачі (1) – (3) виникають коливання у суміші, викликані саме початковим збуренням системи ( $u \neq 0$ , або  $\frac{\partial u}{\partial t} \neq 0$ ).

Запис  $u^*(x, t)$  у формі (19) відповідає випадку, коли відсутнє початкове переміщення суміші, а є відмінна від нуля похідна ( $\frac{\partial u}{\partial t}$ ). Наявність вимушених сил ( $Q_0, P_0$ ) призводить до наявності, у свою чергу, початкових збурень або переміщення ( $u \neq 0$ ), або швидкості переміщення ( $\frac{\partial u}{\partial t} \neq 0$ ). Тоді й коефіцієнти  $C_{1k}^*, C_{2k}^*$  будуть визначатись саме з початкових умов (й хоча б один з них буде відмінним від нуля).

Виходячи з формули для  $\omega_k^*$ , можна зрозуміти, що власні коливання у бетонній суміші затухають завдяки наявності внутрішнього тертя у ній ( $\gamma \neq 0$ ). Проте вони впливають на її (суміші) ущільнення, створюють зони неоднорідності і тим самим знижують якість ущільнення й самого кінцевого виробу.

Слід зазначити, що прийняття тієї чи іншої моделі середовища, яке знаходиться у вібраційному полі (бетонна/будівельна суміш), тобто дискретної чи континуальної, можна звести до перевірки наступного критерію (по аналогії з принципом невизначеності Гейзенберга, що використовується у квантовій механіці для опису феномену корпускулярно-хвильового дуалізму часточок):

$$m_{\sigma} \cdot A \cdot \omega \cdot h \begin{cases} > \\ < \\ = \end{cases} T \cdot \int_0^T P(t) dt. \quad (20)$$

У (20)  $A$  – амплітуда,  $\omega$  – частота коливань,  $P(t)$  – закон зміни у часі потужності, яка діє у системі на протязі періоду  $T$ . Якщо виконується перша нерівність, то систему можна розглядати як континуальну, якщо справедливою є протилежна (друга) нерівність, то система є дискретною. У разі рівності система повинна розглядатись як дискретно-континуальна (гібридна). Цей критерій дозволяє зробити висновок про те, що зростання маси бетонної (будівельної) суміші, амплітуди, частоти коливань, висоти стовпа суміші призводить до появи у системі "вібраційна машина (вібротрамвайчик) – бетонна суміш – привантаження" розподілених властивостей (тобто вона перетворюється із системи зі зосередженими параметрами у таку, що має розподілені у просторі та часі властивості).

#### ВИСНОВКИ

1. Застосування методів математичної фізики дозволяє отримати закони руху перерізу стовпа бетонної суміші, що ущільнюється у системі "вібраційна машина – оброблюване середовище – привантаження".
2. Коректним шляхом, у межах моделі системи із розподіленими параметрами, з урахуванням гіпотези внутрішнього тертя (за Є.С. Сорокіним) отримані аналітичні розв'язки для переміщення  $u(x, t)$  у суміші (як вимушених, так і власних коливань системи).
3. Отримані критерії, які дозволяють відносити розглядувану у даній роботі систему до дискретної, континуальної чи дискретно-континуальної у процесі формування бетонної (будівельної) суміші вібраційним полем машини та привантаження.
4. Якість виробів, що ущільнюються таким методом, суттєво залежить від усіх складових переміщення у стовпі бетонної суміші, а тому розрахунки, здійснені у даній роботі (як і отримані залежності), слід враховувати у подальшому, при розробці й вдосконаленні інженерних методик розрахунку подібних вібраційних систем.

#### Література

1. Кутько Б.П., Шмигальский В.Н. Пригрузки в технологии бетонов. – Кишинёв: Штиинца, 1983. – 132с.
2. Чубук Ю.Ф., Назаренко И.И., Гарнец В.Н. Вибрационные машины для уплотнения бетонных смесей. – К.: Вища школа. Головное изд-во, 1985. – 168с.



3. Гарнец В.М. Прогрессивні бетоноформуєчі агрегати і комплекси. – К.: Будівельник, 1991. – 144с.
4. Кошляков Н.С. и др. Уравнения в частных производных математической физики. – М.: Высшая школа, 1970. – 712с.
5. Новак С.М., Кваша А.Б., Шиманович М.У., Назаренко И.И. Определение динамических параметров вибрационного пригруза//Транспортное строительство. – 1973. - №3. – С. 49-50.
6. Новак С.М., Назаренко И.И. О силах сопротивления бетонной смеси при колебаниях виброплощадок//Горные, строительные и дорожные машины. – К.: Техніка, 1974. – Вып. 18. – С.66-70.
7. Палагин Е.В., Иванов Г.С., Штейн В.И. Эффективность вибрационного пригруза//Транспортное строительство. – 1972. – № 4. – С. 47-48.
8. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. К вопросу о динамике вибрирования столба бетонной смеси//Теория формирования бетона. – М., 1969. – С. 172-179.
9. Сакович Л.В. Об учёте динамических свойств бетонной смеси при виброуплотнении//Горные, строительные и дорожные машины. – К.: Техніка, 1971. – Вып. 12. – С.121-127.
10. Файтельсон Л.А., Линартс П.П., Бриедис И.П. Вертикальное формирование сборных железобетонных конструкций методом вибрирующего поршня//Автоматизация и усовершенствование процессов приготовления, укладки и уплотнения бетонных смесей. Труды НИИЖБа. – М.: Стройиздат, 1964. – Вып. 33. – С.392-393.
11. Назаренко И.И. Исследование сил сопротивлений бетонной смеси колебаниям виброплощадок/ Автореферат канд. дис. – К., 1975. – 20с.
12. Сорокин Е.С. Динамический расчёт несущих конструкций зданий. – М.: Госстройиздат, 1956. – 340с.
13. Абрамов С.К. О новых экспериментальных методах исследования демпфирующих свойств полимерных материалов//Рассеяние энергии при колебаниях механических систем. – Материалы X Всесоюзного научно-технического совещания. – К.: Наукова думка, 1976. – С.97-103.
14. Сорокин Е.С. К вопросу неупругого сопротивления при колебаниях. – М.: Госстройиздат, 1954. – 75с.
15. Сорокин Е.С. К теории внутреннего трения при колебаниях упругих систем. – М.: Госстройиздат, 1960. – 131с.
16. Гарнец В.Н. Определение режимов работы поверхностного вибропресса//Горные, строительные и дорожные машины. – К.: Техніка, 1976. – Вып. 22. – С.65-69.

*Основні праці:*

1. Журавель А.Е., Назаренко И.И., Човнюк Ю.В. О движении машины с изменяющейся во времени частотой колебаний// Горные, строительные и дорожные машины. – 1980. – Вып.29. – С.83-89.
2. Назаренко И.И., Журавель А.Е., Човнюк Ю.В. О выборе характера изменения коэффициента диссипации при виброуплотнении бетонных смесей// Горные, строительные и дорожные машины. – 1981. – Вып.31. – С.77-79.
3. Журавель А.Е., Назаренко И.И., Човнюк Ю.В. Влияние поперечных волн деформаций на процессы виброформования бетона// Известия Вузов. Строительство и архитектура. – 1981. – №7. – С.111-118.
4. Назаренко И.И., Човнюк Ю.В. Исследование переходных процессов в вибрируемой бетонной смеси// Технологическая механика бетона. Рига: РПИ, 1983. – С.60-69.
5. Назаренко И.И., Човнюк Ю.В. Математическая модель и метод расчета ударно-вибрационных машин// Научно-технический реферативный сборник ВНИИЭСМ. – М., 1983. – Серия 3. – Вып. 8. – С.21-23.

6. Гарнец В.Н., Човнюк Ю.В. Исследование спектра свободных колебаний конструкций поверхностных уплотнителей// Известия Вузов. Строительство и архитектура. – 1984. – №4. – С.106-110.
7. Човнюк Ю.В., Назаренко И.И. Выбор и обоснование режимов ударно-вибрационного уплотнения бетонных смесей// Технологическая механика бетона. Рига: РПИ, 1984. – С.37-46.
8. Човнюк Ю.В. Координация динамического управления и оптимизация функционирования роботизированных участков в строительном производстве при нечеткой исходной информации. – В сб.: "Материалы докладов Первой Всеукраинской научно-практической конференции "Прогрессивные технологии и машины для производства стройматериалов, изделий и конструкций". – Полтава, 1996. – С.135-136.
9. Човнюк Ю.В. Физико-математическое моделирование, методы расчета и обобщенные критерии синтеза нелинейных ударно-диссипативных характеристик по заданному периодическому закону движения вибромашин// Техника строительства. – 1997. – №2. – С.50-54.
10. Човнюк Ю.В. Синтез упругих характеристик для бигармонического закона движения вибромашин при ее гармоническом возбуждении// Техника будівництва. – 1998. – №1. – С.31-35.
11. Човнюк Ю.В. Метод расчета присоединенной массы в анализе влияния бетонной смеси на динамические параметры вибромашин// Теория и практика процессов измельчения, разделения, смешения и уплотнения. Труды VI Международной конференции. 25.08-29.08.1998. – Одесса, 1998. – С.58-63.
12. Човнюк Ю.В. Информационный и спектральный (Фурье) анализы ударно-вибрационно-волновых процессов, полей, технологий в моделировании, диагностике состояния, автоматизации управления и проектирования современных строительных человеко-машинных (эргатических) систем. Часть I// Техніка будівництва. – 2001. - №9. – С.28-33.
13. Човнюк Ю.В. Информационный и спектральный (Фурье) анализы ударно-вибрационно-волновых процессов, полей, технологий в моделировании, диагностике состояния, автоматизации управления и проектирования современных строительных человеко-машинных (эргатических) систем. Часть II// Придніпровський науковий вісник. – 1998. - №131. – С.37-44.
14. Човнюк Ю.В. Математические методы обработки экспериментальных данных, анализа и оценки характеристик сложных нестационарных систем: модифицированный МНК, атомарные функции в WAVELET-преобразовании, регрессионные анизотропные и гистерезисные гипермодели// Теория и практика процессов измельчения, смешения и уплотнения. – Одесса, 1999. – С.95-104.
15. Човнюк Ю.В. Задачи и принципы маргинального проектирования производственных эргатических (человеко-машинных) систем// Вестник СевГТУ. Механика, энергетика, экология. – 2001. – Вып.30. – С.71-76.
16. Назаренко И.И., Човнюк Ю.В., Диктерук М.Г. Методы инженерных расчетов виброформовочного оборудования: Фурье-анализ уточненной модели колебаний и волнообразований вибрируемой бетонной смеси// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2002. – №59. – С.64-68.

**ЖЕРНОВИЙ Анатолій Сергійович, кандидат технічних наук, доцент**

Народився 09 вересня 1946 р.

В 1969 р. закінчив Київський інститут інженерів цивільної авіації. За фахом - "інженер-механік". 1969-71 рр. - служба у збройних силах., 1971-72 рр. – інженер автоколони № 2215 м. Києва; 1972-87 рр. - інженер, молодший і старший науковий співробітник "ДержавтотрансНДІпроект" Мінтранса УССР.

З 1987 р. – асистент, доцент кафедри МОТП КНУБА.

З 2001 р. – завідувач сектору стендових та дорожніх випробувань ДТЗ ДП "ДержавтотрансНДІпроект".

Автор 148 праць, з них: 4 – підручника і посібника; 16 - методичних розробок; 5 - авторських свідоцтв; 123 – статті

*Основні напрямки наукової діяльності:* підвищення ефективності технічної експлуатації та ремонту двигунів внутрішнього згоряння

## **АЛЬТЕРНАТИВА КАПІТАЛЬНОМУ РЕМОНТУ ДВИГУНА**

Двигун внутрішнього згоряння - серце будь-якої машини. Температурні, механічні і хімічно агресивні впливи усередині двигуна неминуче ведуть до зносу поверхонь тертя, а тим самим – до лавиноподібного нагромадження несправностей і погіршенню його працездатності.

Найбільш уразливі елементи двигуна – прецизійні фрикційні сполучення, зміна розмірів яких на соті частки міліметра в результаті зносу є критичним і приводить до параметричних відмовлень механізму, тобто зниженню його робочих характеристик нижче гранично припустимих.

При виготовленні таких деталей за допомогою складного устаткування досягаються необхідні точність геометричних розмірів (відхилення не більш декількох мікрометрів на всій довжині робочої поверхні) і клас чистоти поверхонь тертя (шорсткість дзеркальних поверхонь менш 0,1 мкм), а міцнісні властивості поверхневого робочого шару товщиною до 100 мікрометрів істотно підвищуються в порівнянні з відповідними характеристиками глибинолежачих шарів. Тільки в результаті цих трудомістких і дорогих фінішних операцій зі шматка металу вартістю в кілька гривень виходить необхідний виріб вартістю в сотні і більш доларів. З особливою старанністю виконується наступна зборка таких деталей у механізмі: адже будь-яка не співвісність чи нерівномірність тисків приведе до вібрацій і підвищених навантажень ударного характеру в окремих ділянках контактних поверхонь. А це веде до розвитку процесу утомленого тендітного викрашування в таких напружених місцях.

Тому традиційний капітальний ремонт сучасних двигунів, що відновлює геометрію і чистоту, але знижує механічну міцність поверхневого шару циліндрів, колінчастого валу і розподільного валу в результаті їхнього розточення і шліфування, є малоефективною витратою часу і засобів. Більш того, будь-яке розбирання механізму порушує його балансування і прирікають на необхідність болісного наступного припрацювання, результати якого не завжди передбачувані.

Основний спосіб підвищення довговічності двигуна без капітального ремонту полягає в запобіганні зношування поверхневого шару вузлів тертя за рахунок зниження



рівня навантажень на нього. Досягається це якісним припрацюванням, вибором оптимальних режимів експлуатації, застосуванням якісних палив і моторних олив, регулярним контролем технічного стану і своєчасною заміною паливних, повітряних і оливних фільтрів.

В даний час в Україні для подовження ресурсу двигунів широко використовуються різні добавки до оливи. Найбільш привабливою властивістю цих добавок є простота їхнього застосування: залий в оливу і чекай результату, а не допомогло з першого разу – додай ще. В усіх випадках при цьому рекламується стандартний набір наслідків – зменшиться витрата палива і оливи, знизиться токсичність відпрацьованих газів, підвищиться потужність і покращиться запуск двигуна, а головне - збільшиться ресурс.

Перераховані вище симптоми погіршення працездатності двигуна (перевитрата палива і оливи, зниження тяги і прийомістості, погіршення пускових властивостей, підвищення токсичності і димності) можуть бути наслідками несправностей різних вузлів: паливної системи, системи запалювання, газорозподільного механізму, циліндропоршневої групи і, звичайно ж, усунути всі ці несправності добавками в оливу не можна. При непродуманому лікуванні двигуна за допомогою додаткових добавок в оливу в багатьох випадках буде тільки загублений час, за який основна хвороба зайде набагато далі у своєму розвитку. А при некваліфікованому застосуванні цих добавок з'являються більш серйозні проблеми, коли розбирання і капітальний ремонт стають невідворотними.

Які ж основні впливи на двигун можуть робити додаткові добавки до оливи? Керуючись розумним принципом – не придумувати без крайньої необхідності нових механізмів (крім наявних і перевірених часом) такі впливи варто розглядати як посилення функцій моторної оливи.

Основними функціями моторної оливи в двигуні є миюча-диспергуюча, герметизуюча і мастильна. При цьому якісна олива повинна виконувати свої обов'язки протягом як можна більшого терміну експлуатації.

Стандартні моторні олії, що випускаються в даний час багатьма підприємствами і фірмами, оптимізовані по функціональних здібностях за допомогою різних присадок до базових олив для застосування в стандартних справних двигунах при експлуатації їх у стандартних умовах. На різних стадіях стану двигуна для умов, що відхиляються від таких стандартів, необхідне посилення визначених функцій оливи (іноді навіть на шкоду іншим функціям).

Так, на початковій стадії експлуатації двигуна в процесі його обкатування дуже важливо забезпечити прискорене дрібнодисперсне зношування окремих виступів на поверхнях тертя (обумовлених дефектами виготовлення і зборки механізму). В однаковій мірі як для колеса, що котиться по дорожньому покриттю, один цвях на тисячі кілометрів набагато небезпечніше, ніж тисячі западин, так і для будь-яких інших поверхонь тертя виступи завжди небезпечніше виїмок. Такі виступи пошкоджують сполучені поверхні, є джерелом появи в двигуні вилкодисперсного абразиву і вносять основний вклад у величину сили тертя внаслідок нелінійного характеру її залежності від зближення фрикційних поверхонь (рис.1).



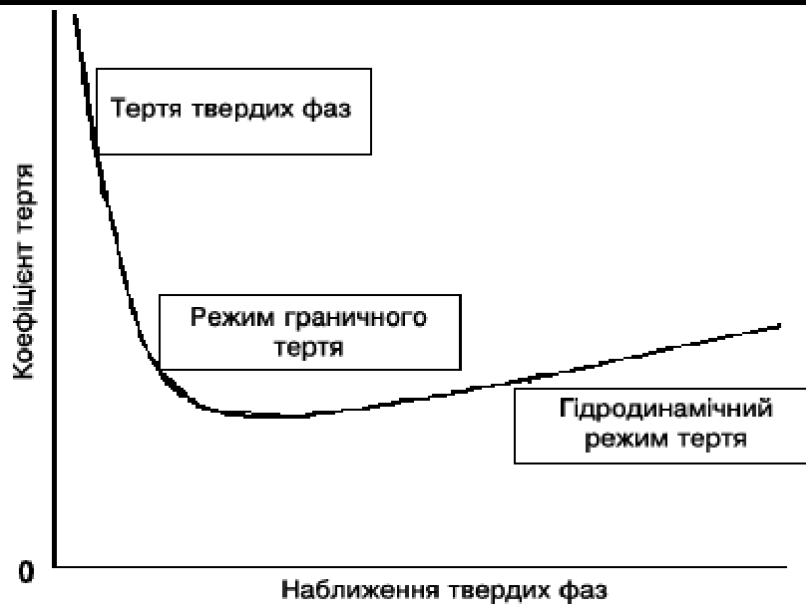


Рис.1. Загальний вид залежності коефіцієнта тертя від зближення поверхонь твердих тіл

Для прискореного обкатування двигунів застосовуються добавки в оливу, що містять дрібнодисперсні абразивні частки чи компоненти кислотного типу хімічно поліруючі нерівності. Такі добавки можуть позитивно впливати і на роботу зношених двигунів, у яких поява виступів на поверхнях тертя обумовлено утомленим викрашуванням після тривалої експлуатації. Однак використання обкатних складів абразивного типу вимагає підвищених диспергуючих властивостей оливи (здатності утримувати в об'ємі тверді частки зносу), а також наступного ретельного видалення абразивних часток і продуктів зносу з двигуна шляхом кількарразового промивання і заміни оливи. При недотриманні цих вимог такі абразивні частки підвищеної твердості укорінюються в м'які поверхневі шари вкладишів підшипників, юбки поршнів і, діючи на сполучені поверхні шийок колінвала, розподільного валу і циліндрів як шліфувальний інструмент, приводять з часом до прискореного їх зносу.

Моторна олива повинна мати оптимальний рівень миючої здатності, що відповідає конкретним двигунам і умовам їхньої роботи. Для дизельних двигунів у силу особливостей згоряння в них палива й утворення підвищених об'ємів сажі потрібна олива з поліпшеними миюче-диспергуючими властивостями. Застосування ж таких оливи для бензинових двигунів може привести до збільшення зносу в сполученні верхнє компресійне кільце - канавка поршня через знімання лакових і вуглецевих відкладень у цьому зазорі, що грають буферну роль у запобіганні контакту торців кільця і канавки. Знос цього сполучення веде потім до підвищеного прориву картерних газів і підвищенню витрати оливи на чад. Очевидно, що лікування цієї хвороби за допомогою додаткових добавок, з миюче-диспергуючими властивостями, приведе тільки до збільшення ситуації.

З іншого боку, при тривалій роботі двигунів на перезбагаченій пальній суміші внаслідок несправності паливної апаратури чи при незадовільному стані циліндропоршневої групи, різко збільшується кількість шламів і стандартна олива перестає справлятися зі своїми обов'язками. Надмірне ж нагромадження таких відкладень може привести до розвитку процесу калільного запалювання і прогоряння поршнів, а також до залягання кілець із усіма наслідками, що впливають. Саме в цій ситуації може допомогти застосування додаткових добавок миюче-диспергуючого типу.

У зношених двигунах рекомендують застосовувати «протидимні» добавки, що поліпшують герметизуючу здатність стандартних оливи у результаті підвищення їхньої в'язкості. При використанні таких добавок знижується витрата оливи на чад, на зовнішню втрату, а також підвищується тиск оливи в системі. Однак ця міра звичайно допомагає лише короткочасно: неконтрольоване уведення в'язкостних добавок погіршує

фільтрувальність оливи і зменшує швидкість подачі оливи до вузлів тертя в моменти запуску двигуна, що в остаточному підсумку веде тільки до прискорення його зносу. Більш розумно зі збільшенням наробітку двигуна переходити послідовно на стандартні оливи підвищеного класу в'язкості: від SAE 10 до SAE 15 і SAE 20.

Найбільш великий клас додаткових добавок до оливи – це добавки, що поліпшують мастильні (протизносні, протизадирні і антифрикційні) властивості оливи. Такі препарати (модифікатори тертя і відбудовних складів) містять дрібнодисперсні частки пластичних металів (мідь, олово, свинець та інші), дисульфід молібдену, графіт чи суспензію фторопласта (тефлону). Поряд з позитивними моментами, обумовленими зниженням зносу і зменшенням тертя у фрикційних зазорах, ці добавки можуть погіршувати багато важливих фізико-хімічних показників оливи.

Дрібнодисперсні частки металів і їх оксидів є каталізаторами окислювання оливи і при наявності їх в об'ємі оливи різко скорочують термін його служби. Для нейтралізації кислот, що утворюються в двигуні при згорянні палива, моторні оливи містять присадки лужного характеру. Як видно з результатів представлених на рис.2, уже після 45 годин роботи в двигуні олива М-8В с добавкою 3 % металовмісної присадки «РиМЕТ» водневий показник рН такої оливи зменшується з 8,6 до 4 (при припустимому значенні цього показника не нижче 6). А така олива не тільки утрачає свою нейтралізуючу здатність, але і саме приводить до корозії елементів двигуна, у першу чергу, поршнів (виготовлених з алюмінієвих сплавів), вкладишів підшипників (утримуючих свинець) і втулок (виконаних з мідних сплавів). Тому при застосуванні таких добавок необхідно скорочувати термін заміни оливи.

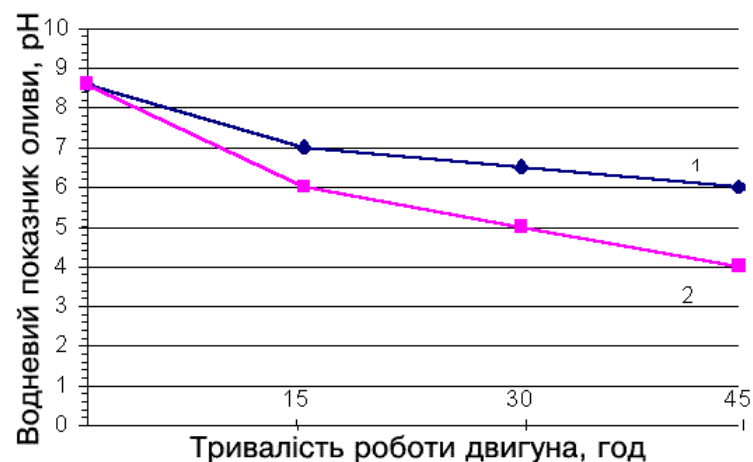


Рис.2. Вплив металовмісного препарату «РиМЕТ» на кислотність моторної оливи М-8В в залежності від тривалості роботи в двигуні:  
1 - при 1 % препарату, 2 - при 3 % препарату в оливі

Додавання в стандартні оливи суспензій графіту, дисульфиду молібдену чи фторопласту (тефлону) може приводити до забруднення фільтруючих елементів масляного фільтра і подачі в систему неочищеної оливи, а при тривалому і багаторазовому застосуванні таких добавок - до утворення на металевих поверхнях поршнів і циліндрів порівняно товстих теплоізолюючих шарів, що погіршують теплоотвод і сприяють перегріву двигуна. Доцільно застосовувати такі добавки не при кожній заміні оливи, а чергувати з промиванням двигуна через 30-40 тисяч км пробігу.

Додатковий захист поверхням тертя забезпечує нанесення на них металополімерного покриття «КЭСОН». На стадії обкатки двигуна таке покриття набагато легше і швидше, ніж зміцнені шари деталей, здобуває оптимальний поверхневий рельєф і, тим самим, виправляє недосконалості виготовлення і зборки фрикційного сполучення без утворення твердих часток зносу.

Як видно з результатів трибологічних випробувань (рис.3) нанесення металополімерного покриття дозволяє більш ніж у 2 рази знизити величину коефіцієнта тертя і механічний знос металевих поверхонь навіть при екстремальних умовах навантаження (в області контактних тисків порівнянних з мікротвердістю підкладки). Унаслідок цього буферне металополімерне покриття дозволяє запобігати утомленому викрашуванню глибинолежачого твердого шару.

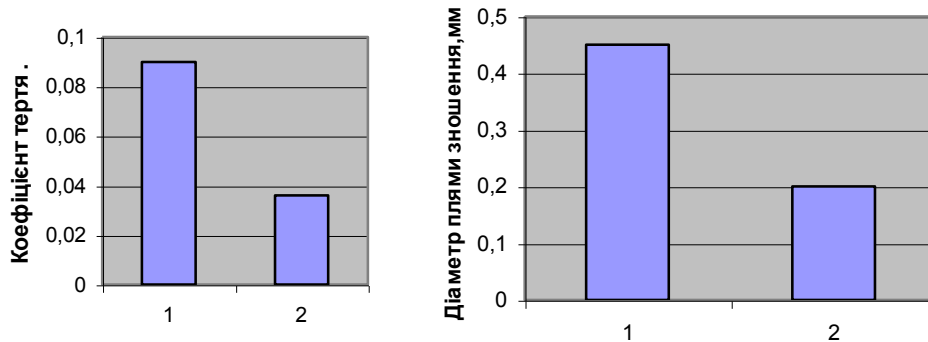


Рис.3. Вплив металополімерного покриття на коефіцієнт тертя і величину зносу сталевих кульок ШХ15 при екстремальних умовах тертя (випробування за ГОСТ 9490-75 у моторній оливі М-8В при навантаженні 200 Н, контактний тиск 500 МПа, частота обертання  $1500 \text{ хв}^{-1}$ , час випробування—1 година):  
1 - без покриття, 2 - з металополімерним покриттям «КЭСОН»

До трагічного результату - необхідності капітального ремонту двигуна звичайно приводить каскадний характер процесу нагромадження в ньому несправностей. Ініціаторами цього процесу є несправність паливної апаратури, збої в роботі газорозподільного механізму і системи запалювання, неякісне паливо, недосконалість виготовлення і зборки циліндропоршневої групи, порушення режимів експлуатації. Тривала робота двигуна з перерахованими вище дефектами неминуче приводить до зносу циліндропоршневої групи, а поганий стан циліндропоршневої групи – до наступного зносу колінвалу і розподільного валу.

У результаті напилювання на циліндри металополімерного покриття цей згубний для двигуна процес можна перервати на стадії початку зносу циліндрів (при зниженні величини компресії). Відповідно до результатів ресурсних випробувань (більш 1000 двигунів різних марок) нанесення такого покриття за технологією «КЭСОН» без розбирання двигуна забезпечує його працездатність понад 1000 моточасов (50000 км по пробігу). Періодичне поновлення цього покриття з інтервалом 40-50 тис. км дозволяє практично запобігти зношуванню циліндрів і подовжити ресурс бензинових і дизельних двигунів до розумних меж (понад 300 тисяч км) без капітального ремонту.

#### Основні праці:

1. Жерновой А.С., Зарецкий З.А. Определение механических потерь тяговых стендов. – К.: Общество “Знание”, 1977.
2. Жерновой А.С. О возможности повышения экономичности многоцилиндровых автомобильных дизелей на холостом ходу// Промышленная теплотехника. – 1982. – т.4.
3. Жерновой А.С. Гутаревич Ю.Ф., Редзюк А.М. Токсичность и дымность дизеля ЯМЗ – 236 в неустановившихся режимах при различных типах регулятора// Двигателестроение. – 1984. – №9.
4. Жерновой А.С. Улучшение экономических и экологических показателей автомобильного дизеля совершенствованием способа регулирования. Дисс. канд. техн. наук. – К., 1984. – 259с.

5. Жерновой А.С. Разработка оптимизированного алгоритма определения технического состояния дизелей подъемно – транспортных, строительных и дорожных машин// Изв. Вузов. Строительство и архитектура. – 1990. – №7.
6. Жерновой А.С. Повышение топливной экономичности подъемно – транспортных машин// Строительные и дорожные машины. – 1990. – №7.
7. Жерновой А.С. Розрахунок двигунів внутрішнього згорання із застосуванням ЕОМ. Навч. Посібник. – К.: НМК ВО, 1992. – 61 с.
8. Жерновой А.С. Выбор диагностических параметров для проверки работоспособности дизельных двигателей// Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. – 1991. - Вып. 44.
9. Жерновой А.С. Разработка оптимизированного алгоритма диагностирования при контроле работоспособности дизельных двигателей на основе логико – вероятностной модели// Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. – 1992. – Вып. 46.
10. Жерновой А.С. Підвищення паливної економічності землерійних машин// Горні, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1993. - Вип. 48.
11. Полянський С.К., Жерновий, А.С., Лесько В.І. та ін. Діагностика і технічне обслуговування будівельних машин: Навч. Посібник. – К.: Либідь, 1995. – 422 с.
12. Жерновой А.С., Волков А.Ф., Колосюк Д.С. и др. Автомобильные топлива, и присадки, изменения и масла дополнения к правилам дорожного движения. Довідкове видання ББК 39.808 А – 68. Ред. журн. “Сигнал”, 1996. - 91с.

**БАРАНОВ Юрій Олексійович, кандидат технічних наук, доцент**

Народився 16 жовтня 1962 р. в м. Києві.

Закінчив Київський інженерно-будівельний інститут в 1984 р. за спеціальністю "Будівельні машини та обладнання".

З 1984 по 1987 р. працював в науково-дослідному секторі кафедри ЕРБМ.

В 1987 р. поступив до аспірантури цієї ж кафедри.

З 1990 р. – асистент, а з 1996 р. – доцент кафедри ЕРБМ. В 1994 р. захистив кандидатську дисертацію.

Має 41 наукову працю, з яких 10 науково-методичних, 15 авторських свідоцтв.

*Основні напрямки наукової діяльності:* ударно-вібраційні машини з електромагнітним віброзбуджувачем; ручний інструмент для будівельних робіт

## **УДАРНО-ВІБРАЦІЙНІ МАШИНИ З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ НА ВИПРЯМЛЕНОМУ СТРУМІ**

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

Для ущільнення будівельних сумішей пропонується багатоблокова ударно-вібраційна площадка з електромагнітним приводом на випрямленому струмі. Кількість віброблоків визначається вантажопідйомністю та габаритами виробу в плані.

Віброблок являє собою двомасову автоколивальну систему. Верхня маса включає масу робочого органу 1, на який встановлюється форма 2 з ущільнюваною сумішшю, та масу статора 3 електромагніта з котушкою 4. Верхня маса віброізолюється від фундаменту опорними амортизаторами 5. Нижня маса включає масу ударника 6 з якорем 7 електромагніта. Ударник з'єднується з робочим органом пружними зв'язками 8. Маса співударяються через буфери 9, зазор в яких менший зазору в магнітопроводі електромагніта. Котушки електромагнітів всіх віброблоків паралельно підключені до блока живлення. Між робочим органом і ударником встановлено переривник живлення, який є елементом зворотного зв'язку в схемі керування блоком живлення. Блок живлення являє собою трифазний тиристорний випрямляч.

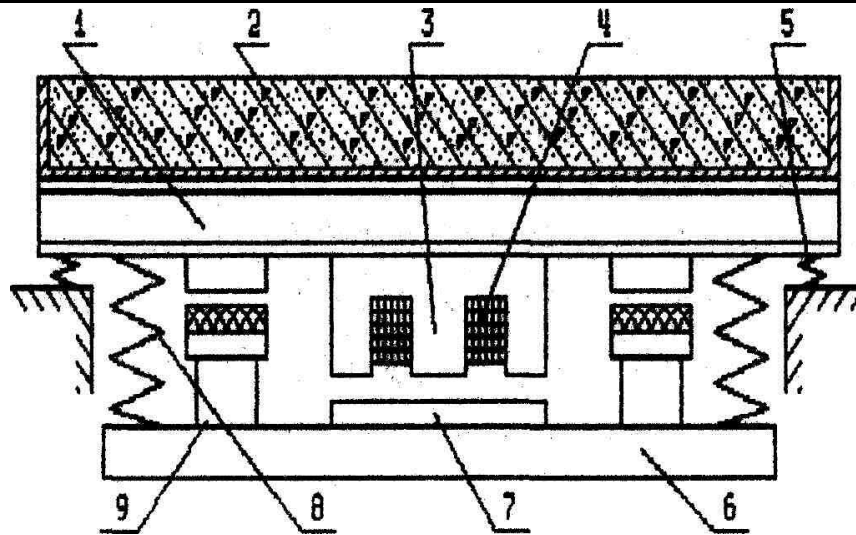


Рис. 1. Схема ударно-вібраційної площадки з електромагнітним приводом на випрямленому струмі

Віброблок працює наступним чином. Під час проходження струму в котушці, під дією електромагнітної сили маси зближуються і стискають пружні елементи підвіски ударника. При заданому положенні мас (в початковий момент удару, або дещо раніше), переривник знеструмлює котушку. Далі, під дією сили тяги електромагніту, що породжується залишковим струмом, маси продовжують зближуватись і частково стискають буфери. Потім, під дією потенційної енергії стиснення буферів і підвіски ударника, а також за рахунок відновлення швидкості після удару, маси віддаляються. Через заданий проміжок часу (в початковий момент зближення мас, або дещо пізніше) реле часу, яке включене в схему керування, подає живлення на котушку, і цикл повторюється.

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

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

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



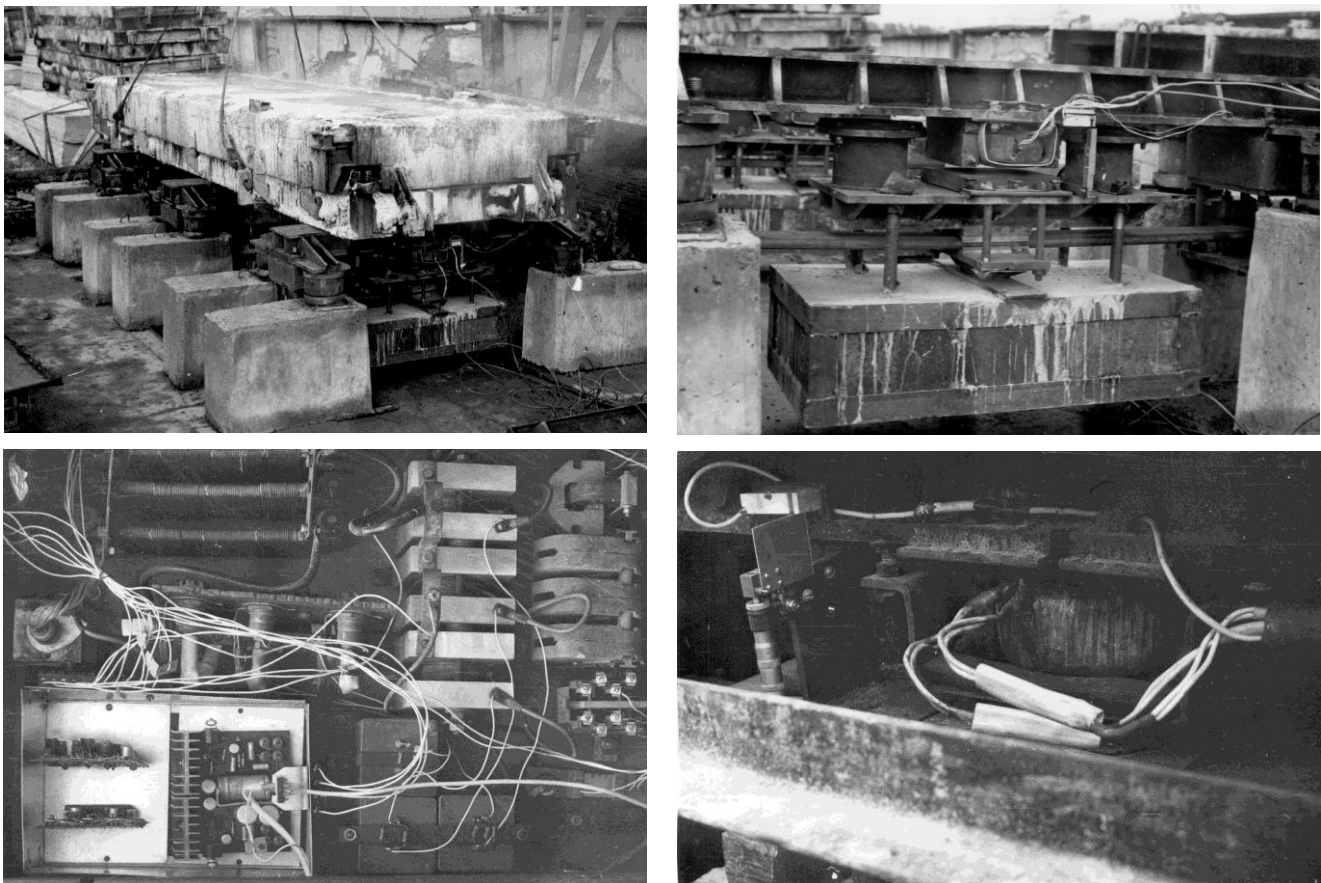


Рис. 2. Загальний вид ударно-вібраційної площадки, електромагнітного приводу та системи керування електромагнітним вібробуджувачем

*Основні праці:*

1. А.С. 1316827. Вибрационная площадка для уплотнения бетонных смесей в форме. – 1987.
2. А.С. 1323391. Устройство для уплотнения бетонных смесей в форме. – 1987.
3. А.С. 1502312. Устройство для уплотнения бетонных смесей в форме. – 1989.
4. Баранов Ю. А. Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом// Горные, строительные, дорожные и мелиоративные машины. – 1990. – в.4. – С.69-72.
5. Назаренко І.І., Чубук Ю.Ф., Баранов Ю.О., Омельченко В.А., ін. Атлас конструкцій машин і обладнання будіндустрії. Розділ: Вібраційні машини і установки. – К.: КДТУБА, 1994.



**РУЧИНСЬКИЙ Микола Миколайович, кандидат технічних наук, доцент,  
член-кореспондент АБ України**



Народився 10 листопада 1961 р.

В 1987 р. закінчив КІБІ. За фахом – "інженер-механік".  
1987-1992 р.р. – інженер Кочуватського комбінату БМ; 1992-  
1996р.р. – інженер об'єднання "Будцентр"; 1996-2001 рр. –  
асистент, з 2001 р. – доцент кафедри МОТП КНУБА.

Автор 27 праць, з них: 1 навчальний посібник, 9  
методичних розробок, 17 статей.

*Основні напрямки наукової діяльності:* вібраційні  
машини для ущільнення будівельних сумішей

## **ВИСОКОЕФЕКТИВНА МАШИНА ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ФУНДАМЕНТНИХ БЛОКІВ**

Вібраційні машини широко застосовуються в будівництві, особливо для ущільнення бетонних сумішей при виробництві різних залізобетонних виробів. Значні успіхи досягнуто у дослідженні та створенні машин для формування плоских, багатопустотних, тротуарних плит та інших подібних виробів. До таких машин відносяться вібромайданчики з вертикально-напрямленими коливаннями і віброударні машини. Суттєвою перевагою цих машин є їх універсалізація по відношенню до виробів, що мають значну масу та розміри в плані, але незначну (до 0,3 м) висоту. Однак є виробы, формування яких на згаданих машинах практично не дає бажаного результату. До таких виробів відносяться фундаментні блоки з пустотами, які мають невеликі розміри в плані, але значну (до 0,6 м) висоту. Ущільнення суміші при виробництві блоків здійснюється, як правило, глибинними вібраторами в стаціонарних формах з використанням рухомих сумішей. Такий принцип виробництва є малоефективним, характеризується низькою продуктивністю, а в деяких випадках - і низькою якістю готового виробу. Вирішення проблеми можливе за рахунок застосування жорстких сумішей, ущільнення яких потребує використання інтенсивної вібрації і удару. Забезпечення віброударного резонансного режиму можливе за рахунок коректного визначення та врахування тих параметрів і характеристик машини і середовища, які впливають на згаданий режим роботи. Таким чином, виникла задача дослідження та створення спеціальної вібромашини для формування фундаментних блоків з пустотами. Ідея створення такої машини ґрунтується на використанні ефекту резонансного віброударного режиму з врахуванням внутрішніх пружно-інерційних властивостей системи "машина-середовище". Вібраційна машина для ущільнення будівельних сумішей при формуванні фундаментних блоків відноситься до систем, що поєднують у собі дискретні (машина) та розподілені (середовище) параметри.

При розробці конструкції даної машини були розкриті закономірності руху віброударних установок з урахуванням впливу динамічних параметрів суміші із висотою виробу 0,6 м та отриманні аналітичних залежностей для забезпечення стабілізації динамічних параметрів вібромашини, яка працює в резонансному режимі з цілеспрямованим врахуванням внутрішніх коливальних властивостей вібросистеми.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

Сформульовано основні положення для створення віброударних машин для формування фундаментних блоків. Отримано числові значення динамічних параметрів

робочого органу і середовища, які можна використовувати при проектуванні подібних віброударних систем. Запропоновано методику розрахунку основних параметрів робочого органу віброударної машини. Розроблено креслення та створено конструкцію вібромашини, яку впроваджено в промисловість.

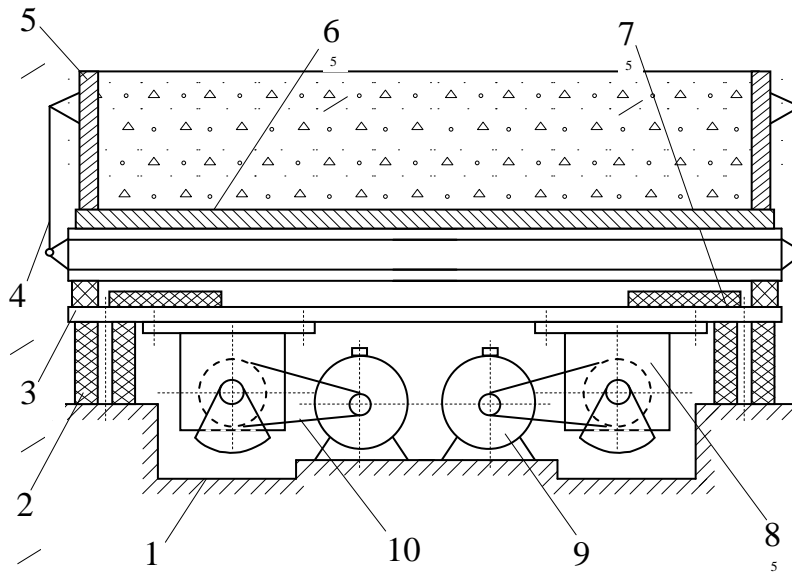


Рис. 1. Принципова схема машини для формування фундаментних блоків:

1 – підмоторна рама; 2 – віброопори; 3 – робоча рама; 4 – кронштейн; 5 – бортоснащення; 6 – піддон; 7 – обмежник коливань; 8 – віброблок; 9 – двигун; 10 – клинопасова передача

Розроблена конструкція машини (рис.1) складається із приводу і форми. Основними елементами приводу є два двигуни 9, що установлені на опірній рамі 1, а також два віброблоки 8, які з'єднані з двигунами через шків з клинопасовою передачею 10. Віброблоки болтами закріплюються до віброрами 3, яка спирається на приводну раму гумовими елементами 2. Утримуються опори в спеціальних стаканах, що приварені як до опірної, так і до віброрами. На верхній частині рами закріплені пружні прокладки 7, які виконують роль обмежників коливань. Особливістю конструкції приводної рами є наявність спеціальних кронштейнів 4, до яких кріпляться (див.рис.1) гумові елементи, що закріплені болтовими з'єднаннями на конструкції форми і опірної рами. Наявність гумових елементів дає змогу уникнути бокових зміщень форми.

Працює машина в наступній послідовності. На основу форми укладається піддон, закриваються і з'єднуються між собою борти. Установлюється розподільний лист і укладається бетоноукладачем або за допомогою спеціального цебра бетонна суміш. Потім включаються приводи машини і здійснюється процес ущільнення суміші. Після завершення ущільнення розкриваються борти, знімається розподільний лист і крановим механізмом знімається піддон з відформованими двома блоками, який транспортується для термовологої обробки. Новий очищений піддон установлюється на основу і далі цикл збирання форми, укладання суміші і її ущільнення повторюється.

#### Методика розрахунку основних параметрів.

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень була розроблена методика розрахунку основних параметрів вібромашин для формування фундаментних блоків з пустотами. Особливістю методики полягає в тому, що її можна застосовувати для розрахунків і інших типів виробів, які мають значну висоту  $h \geq 0,3$  м, оскільки дослідження велися в широкому діапазоні зміни висот стовпа бетонної суміші і найбільш вживаних їх жорсткостей. Універсальність методики підтверджується і тим, що віброударний режим по результатам і інших досліджень рекомендується для висот  $h > 0,3$  м.

Ідея методики полягає у використанні при розрахунках ефекту підсилення коливань форми з блоками завдяки наявності обмежників коливань, а достовірність руху забезпечується достатньо характерним врахуванням впливу бетонної суміші на рух вібромашини.

Вихідними даними для розрахунку є геометричні розміри виробу, характеристика суміші (щільність і жорсткість) та динамічні параметри коливань (напіввзмах та частота коливань). Методикою передбачено вибір напіввзмаху і частоти в залежності від складу суміші та габаритних параметрів виробу.

Розрахунковими параметрами являються:

- масові характеристики суміші і машини, котрі впливають на загальний рух вібросистеми;
- пружні елементи вібромашини (коефіцієнти жорсткості опор і обмежників коливань);
- амплітуда змушуючої сили віброударників;
- статичний момент маси віброзбудників коливань;
- потужність приводу.

В загальному підході до розрахунку вібромашин на початковому етапі передбачається вибір конструктивної схеми вібромайданчика або віброустановки. Основним параметром, що визначає схему, є режим (гармонійний або віброударний) і конструкція робочого органу (блокова чи рамна), які в свою чергу визначаються висотою стовпа суміші майбутнього виробу і жорсткістю суміші. Щодо прийнятої схеми машини для формування фундаментних блоків, висота котрих сягає 0,6 м, то режим приймається віброударним, а конструктивна схема є блоковою.

#### *Основні праці:*

1. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Фізичні основи механіки будівельних матеріалів. Навчальний посібник. Львів: Афіша, 2002. - 126 с.
2. Ручинський М.М. Визначення амплітуд резонансів в ударно-вібраційних системах// Техніка будівництва. - 1997. - №1.
3. Ручинський М.М. Методи дослідження і розрахунку параметрів віброустановки для формування фундаментних блоків// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - 1999. - №54.
4. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Дослідження динамічних параметрів пружних обмежників коливань віброударних машин// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - 2000. - №56.
5. Назаренко І.І., Ручинський М.М. Оцінка спектрального складу коливань віброударної машини для ущільнення будівельних сумішей// Техніка будівництва. - 2000. - №8.
6. Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Свідерський А.Т., Ручинський М.М. Прогресивні технології і машини будівельної індустрії для виробництва будівельних матеріалів// Научные труды Кременчугского государственного политехнического университета "Проблемы создания новых машин и технологий". - 2001. - в. 1(10).
7. Назаренко І.І., Гарнець В.М., Омельченко В.А., Баранов Ю.О., Свідерський А.Т., Ручинський М.М. Високоєфективні машини для виготовлення виробів із бетонних сумішей// Техніка будівництва. - 2001. - №9.
8. Назаренко І.І., Ручинський Н.Н. Оценка среды при исследовании динамики нелинейных вибрационных систем. Miedzynarodowa Konferencja, Politechnika Slaska, Wydział Gornictwa i Geologii «Miedzynarodowe Sympozjum», Czesc // - zagraniczna, Gliwice – Ustron, Polonia, 15-18 pazdziernika 2002.

**СВІДЕРСЬКИЙ Анатолій Тофілійович, кандидат технічних наук, доцент,  
член-кореспондент АБ України**

Народився 7 квітня 1962 в м. Бердичів Житомирської області.

В 1984 р. закінчив Київський інженерно-будівельний інститут за спеціальністю "Будівельні, дорожні машини і обладнання". Після закінчення вузу був направлений на київський завод "Буддормаш", де працював на посаді майстра механічного цеху, а згодом начальником відділення гідравлічних циліндрів. З 1986 по 1988 роки – служив у лавах Радянської Армії на посаді замісника командира механізованої та автомобільної роти. У 1988 році демобілізувався і повернувся до вузу на посаду молодшого наукового співробітника науково-дослідного сектору КІБІ. З 1992 року – асистент кафедри експлуатації і ремонту будівельних машин КІБІ. У 1999 році захистив кандидатську дисертацію. З 2000 року – доцент кафедри МОТП.

Автором видано 22 наукові роботи та 11 методичних праць.

*Основні напрямки наукової діяльності:* дослідження машин для ущільнення ґрунтів та будівельних сумішей, оптимізація гідроприводного механізму машин для ущільнення ґрунту

**ВИВЧЕННЯ ТА ВПРОВАДЖЕННЯ СУЧАСНИХ ГІДРАВЛІЧНИХ  
ВІБРАЦІЙНИХ СИСТЕМ У ВИРОБНИЧИЙ ПРОЦЕС – ШЛЯХ ДО  
СТВОРЕННЯ УНІВЕРСАЛЬНИХ САМО АДАПТОВАНИХ  
ВИСОКОПРОДУКТИВНИХ ВІБРОУЩІЛЬНЮВАЧІВ**

Аналіз конструкцій та характеристик машин для ущільнення ґрунтів та будівельних сумішей дозволяє зробити наступні висновки: з покращенням модифікацій та використанням нових конструкцій іде тенденція до збільшення кількості коливальних мас у принципових схемах, до реалізації безвідривних, комбінованих, змінних у часі режимів руху робочих органів, застосування гідромеханічного та гідравлічного приводів, особливо для навісних та причіпних ущільнювачів. Сьогодні особлива увага приділяється створенню високопродуктивних енергозберігаючих машин на основі нових, прогресивних розробок. Основною ідеєю творчого підходу у всіх сучасних розробках було і залишається визначення техніко-економічних параметрів виходячи із максимального використання потужності базової машини з урахуванням умов взаємодії робочого органа з ущільнюючим середовищем.

Теоретичні дослідження та науковий пошук ведуться у напрямку можливості реалізації безвідривних вібраційних, полі фазних, вібротрамбуючих та комбінованих методів ущільнення однією окремо взятою, фактично універсальною установкою. Сучасні машини з дебалансним, ексцентриковим, бігунковим, кривошипно-шатунним віброзбуджувачами не підходять для вирішення цієї складної перспективної задачі навіть теоретично внаслідок обмеження функціональних та конструктивних можливостей, а саме: не допускають одночасної зміни частоти та статичного моменту віброуючого органу

в робочому режимі; для конкретних установок мають вузький діапазон ефективних АЧЧ з точки зору ККД як використання потужності базової машини, так і ефективної передачі енергії ущільнюваному середовищу.

На відміну існуючим створювані багато масні конструкції з гідроприводом у вигляді навісного або причіпного обладнання можуть бути позбавлені цих недоліків, а також мають принципову можливість до зменшення маси ущільнюючого механізму при максимальному використанні потужності базової машини.

Тому сьогодні при розробці того чи іншого зразка трамбівки вибирається та конструктивна схема машини, яка дозволяє максимально використати переваги як конкретно заданого приводу, так і вібробуджувача. Недоліки, притаманні їм, зводяться до мінімуму за рахунок реалізації найбільш оптимальних режимів коливань, та обмеження умов використання.

На кафедрі МОТП на протязі останніх років були створені три установки з гідроприводом. Першою була трамбівка з гідромеханічним приводом та дебалансним вібробуджувачем.

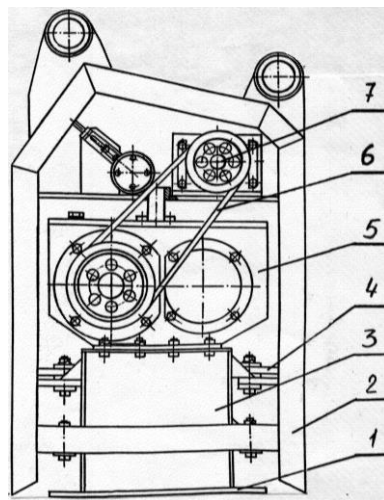


Рис.1. Навісна гідромеханічна трамбівка з дебалансним вібробуджувачем

Плавне регулювання частот в ній здійснювалось за допомогою дроселя керування, але було обмежене частотою 20 Гц і при її зменшенні приводило до значного зниження контактного тиску під ущільнюючою плитою та зниженням коефіцієнта корисної дії використання потужності базової машини. На цій моделі була доведена можливість плавної зміни АЧХ установки.

На другому етапі була створена трамбівка з автоколивальним ГВМ, зі зворотно-поступальним рухом золотника.

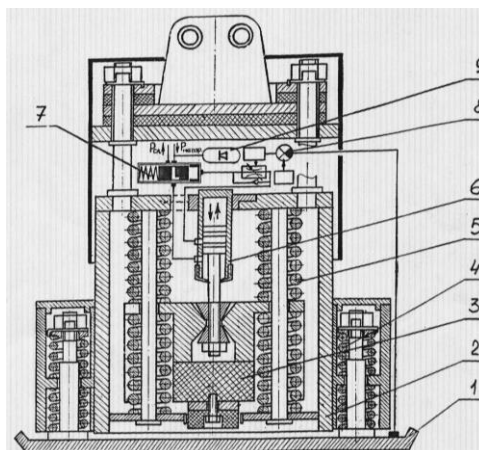


Рис.2. Навісна трамбівка з автоколивальним ГВМ



В ній реалізувався автоколивальний віброударний режим з можливістю управління максимальною частотою коливань. Недоліком цієї установки було обмеження по частоті коливань ( $\approx 16$  Гц), яке залежало від характеристик золотника, пружного елемента зворотного зв'язку, тиску у гідросистемі та подачі насосу. У порівнянні з попередньою установкою в трамбівці з'явилась можливість примусово змінювати амплітудно-частотну характеристику системи без зменшення ККД гідравлічного приводу. Основними її недоліками були: складність виготовлення та налаштування гідророзподільника, а також вузький діапазон робочих частот. Для усунення недоліків, виявлених в процесі досліджень, була створена модель віброударної трамбівки на основі попередньої, з ГВМ пульсаторного типу з ротаційним гідророзподільником примусової дії.

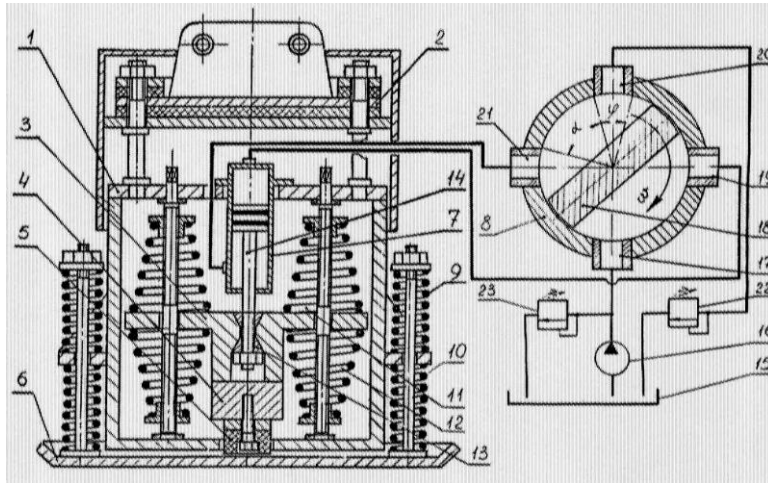


Рис.3. Трамбівка з ГВМ пульсаторного типу

Створені конструкції трамбівок, до речі захищені авторським свідоцтвом, впритул наблизились до самоадаптованих систем і дозволяють плавно і швидко змінювати амплітудно-частотні характеристики робочого органу машини та динамічний тиск під трамбуючою плитою в процесі ущільнення по наперед заданому закону, або в залежності від ступеня щільності будівельної суміші.

Реалізація вище перелічених переваг стала можливою лише завдяки глибоким теоретичним дослідженням у даній області та успішній розробці стратегічної концепції: від накопичення фундаментальних дослідних матеріалів до нової конструктивної схеми і від неї до реалізації прогресивних режимів ущільнення новими високоефективними машинами.

Особливість подібних коливальних систем полягає у гібридному поєднанні гідравлічного виконуючого механізму з віброударною системою. Причому ГВМ виступає рівноправним фактором у реалізації необхідного ущільнюючого режиму.

Висока швидкодія, великі вібротягові зусилля, довговічність, висока питома потужність, здатність створювати коливання довільної форми, можливість програмування режиму - це далеко не всі можливі переваги гідравлічних вібраторів. Але притаманні їм недоліки виступають обмежуючим фактором їх застосування. Тому, створення дійсно ефективного обладнання вимагає наполегливої праці в однаковій мірі і над трамбівкою, і над ГВМ. На сьогодні вже створені автоколивальний ГВМ та ГВМ пульсаторного типу з ротаційним розподільником примусової дії, які конструктивно прості, не складні у виготовленні, легко регулюються у широкому діапазоні частот та створюють поряд з основною частотою високочастотні складові вібрації. Достатньо відпрацьовано і конструкцію віброударної трамбівки. Передбачено її використання як у причіпному, так і у навісному варіантах. Вирішено проблему віброізоляції базової машини та оператора.

Для розширення функціональних можливостей створених установок сьогодні проводяться дослідження нових конструкцій ротаційних гідророзподільників, ведеться



робота над перспективними модифікаціями машин: резонансною у визначеному інтервалі частот, з використанням потужності гідравлічного удару, полічастотних із значним вмістом високочастотних гармонік із автоматично змінюваною АЧХ. У теоретичному плані уточнюється розрахункова модель "машина-середовище", поведінки будівельної суміші під ущільнюючою плитою, діючі сили опору та демпфування, вплив параметрів золотника та конфігурації вікон розподільника на коливальну систему.

Тримасна конструкція трамбівки та гідропривід, які теоретично значно підвищують та розширюють можливості машини, як з точки зору зручності, продуктивності, так і універсальності, вносять складність у визначення параметрів, а також створюють необхідність використання при розрахунках методики, яка хоч і спирається на відомі матеріали, але повинна містити новий підхід. Виконані на цій основі аналітичні та експериментальні дослідження динаміки руху трамбівок дозволили розробити принципи розрахунку та створення машин подібного класу.

Нижче наводимо методику інженерного розрахунку визначення основних параметрів вібраційних машин з гідроприводом.

Таблиця 1. Алгоритм розрахунку гідравлічних трамбівок та трамбівок з гідромеханічним приводом

№ п/п	Розрахунок параметрів навісних трамбівок	Розрахунок параметрів причіпних трамбівок	Розрахунок параметрів гідромеханічних трамбівок
1	2	3	4
1.	Маса трамбівки: $M_{mp} = M_{дон}$	Час пуску штока з ударною масою: $T_n = \frac{\pi}{2\omega} - \frac{0,06 \cdot F \cdot H \cdot \Delta p_{max}}{Q_H}$	Потужність гідро двигуна та виписуються його характеристики: $P_{zd} \leq P_n \cdot \eta_{mp} \cdot \eta_{kn} \cdot \eta_{zn}$
2.	Маса ударника: $m_{y\delta} = \frac{M_{mp}}{(3,5 \div 4)} = \frac{M_{mp}}{3,5}$	Швидкість перед ударом: $v_{cp} = x_{cp} / t_n$ $v_{max} = 2 \cdot v_{cp}$	В залежності від заданої частоти коливаний $p$ визначається допустимий статичний тиск: $0,01 \leq p_{cm} \leq 0,02$
3.	Маса ущільнюючої плити: $m_{пл} = m_{уд} \cdot (1 \dots 1,2) = m_{уд}$	Розрахункова площа гідроциліндра: $S_{цил} = \frac{Q_H}{v_{max}}$	Площа ущільнюючої плити: $F = \frac{Q_{дон} + 0,5Q_{cmp}}{P_{cm}}$
4.	Швидкість перед ударом: $V_{max} = \frac{2 \cdot P_{cp} \cdot Q_{cp} \cdot \eta_{cm}}{m_{y\delta} \cdot f}$	Маса ударника: $m_{уд} = \frac{2 \cdot P_{cp} \cdot Q_{cp} \cdot \eta_{cm}}{v_{max} \cdot f}$	Швидкість робочого органу перед ударом: $V_{y\delta} = \frac{g \cdot P_{zd} \cdot \eta_{zag} \cdot \omega}{G}$ $\left( \cos \varphi - \sin \varphi - 4,71 \frac{G}{P_{zd}} \right)$
5.	Розрахункова площа гідроциліндра: $S_{цил} = \frac{Q_{ном}}{v_{max}}$	Маса ущільнюючої плити: $m_{пл} = m_{уд} \cdot (1 \dots 1,2) = m_{уд}$	Маса ударної частини в залежності від граничного імпульсу: $M_{y\delta} = \frac{i_p \cdot F}{v_{y\delta}}$
6.	Швидкість ущільнюючої плити після удару: $v_n = \frac{m_{пл} \cdot (1 + K_g)}{m_{пл} + m_{y\delta}} \cdot v_{max}$		Швидкість ударної частини (ущільнюючої плити з ударником) після удару: $v_n = \frac{M_{y\delta} \cdot (1 + K_g)}{M_{y\delta}} \cdot v_{max}$
7.	Площа ущільнюючої плити: $F_{пл} = \frac{v_n}{[\sigma_0]} \cdot \sqrt{\frac{\alpha \cdot E \cdot B_{min} \cdot m_{y\delta}}{1 - \mu^2}}$		Амплітуда коливаний ударної частини $x_0$ із квадратного рівняння з невідомим $x_0$ : $P_{zd} = \frac{(P_{cp}^{max} + P_{mp} + P_{огр} + P_{cp})}{\eta_{zag}}$



Продовження таблиці 1.

1	2	3	4
8.	Амплітуда коливань ударника: $x_{y\partial} = \frac{v_{\max}}{2} \cdot t_n$	Маса трамбівки: $Q_{mp} \geq [pct] \cdot F_{nl}, M_{mp} = \frac{Q_{mp}}{g}$	Розраховується статичний момент та вимушуюча сила: $m_0 \cdot r_0 = M_{y\partial} \cdot x_0; F = M_{y\partial} \cdot x_0 \cdot \omega_2$
9.	Верхня маса трамбівки: $m_2 = M_{mp} - m_{y\partial} - m_{nl}$		Верхня маса трамбівки: $m_2 = M_{mp} - M_{y\partial}$
10.	Жорсткість пружних елементів ударника: $c_1 = \frac{2 \cdot p_n \cdot S_{цил}}{x_{\max}}$		Жорсткість пружних елементів підвіски ударної частини: $c_1 = M_{y\partial} \cdot \omega_2$
11.	Жорсткість пружних елементів ущільнюючої плити: $c_2 = \frac{m_{y\partial} \cdot m_2}{m_{y\partial} + m_2} \cdot \omega_{\max}^2$		Визначають основні розміри вібробуджувача (де балансного або бігункового) по загальновідомим формулам.
12.	Жорсткість буфера ударника: $c_4 = 10 \cdot c_1$		
13.	Виконують розрахунки на міцність вузлів та деталей ущільнюючого обладнання		
14.	Амплітуда коливань ущільнюючої плити у контакті з будівельною сумішшю: $x_{2\max} = \frac{v_n}{\sqrt{\frac{E_{np} \cdot B_{\min}}{m_{nl}} \cdot \alpha}}$		
15.	Глибина активної зони: $H = 1,2 \cdot B_{\min} \cdot \frac{W}{W_0} \cdot \left[ 1 - e^{-3,7 \frac{i}{i_p}} \right]$		
16.	Час ущільнення на одному місці: $t = \frac{c}{k \cdot n}$		

Завдяки створеним гідравлічним трамбівкам з'явилась можливість реально враховувати вплив середовища на машину і навпаки, і у будь-який конкретний момент часу вносити корективи у коливальний рух робочого органу, що суттєво впливає на ефективність процесу ущільнення.

#### Основні праці:

1. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Свідерський А.Т. Оптимізація гідроприводного механізму машини для ущільнення ґрунту// Зб. наук. праць Національного аграрного університету. К.: НАУ. – 1998. – т. 4. – С.239-245.
2. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Свідерський А.Т. Теоретичні дослідження динаміки тримасових ударно-вібраційних ущільнюючих машин з гідроприводом// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. - Вип.54. - С.60-63.
3. Назаренко І.І., Гарнець В.М., Баранов Ю.О., Свідерський А.Т. і ін. Високоєфективні машини для виготовлення виробів із бетонних сумішей// Техніка будівництва. – 2001. – № 9. – С.10-13.
4. Назаренко І.І., Свідерський А.Т. Новий підхід до створення та розрахунку віброущільнюючих машин з гідромеханічним та гідравлічним приводом// Зб. наук. праць КДПУ "Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету". – 2002. – С.58-62.

**СТРОЙКОВ Володимир Васильович**

Народився 24 вересня 1939 р. в місті Ростов-на-Дону.  
В 1962 закінчив КБІ. Працював в НІБВ, згодом старшим викладачем в КБІ.

Працював в НІБК завідувачем відділом, а пізніше в КиївЗНІЕП на посаді завідувача лабораторії вібраційної оснастки та нестандартного обладнання.

*Основні напрямки наукової діяльності:* вібраційні системи та вібраційні технології

## КРИТЕРИИ ОПТИМИЗАЦИИ ВИБРОУДАРНЫХ ПЛОЩАДОК

Оптимальные: виброударные режимы должны не только удовлетворять технологическим требованиям, но быть устойчивыми и энергетически выгодными. Из совокупности энергетически равноценных режимов более оптимальными будут режимы, имеющие больший запас устойчивости. Критерием оптимальности служит минимум суммы мощностей, т.е. минимум мощности двигателя  $N_{э.д.}$ .

Цель - минимизировать функцию мощности при ограничении, накладываемом на запас устойчивости колебаний на множестве определяющих параметров системы  $L$ :

$$\min_{z \in L} N_{э.д.}(z) = N(z_0). \quad (1)$$

Системы, удовлетворяющие технологическим требованиям, накладываемым условия на движения рабочего органа, или части технологических требований можно назвать адекватными.

Под адекватностью понимается, совпадение законов движения или отдельных параметров колебания различных систем, совершающих движение одного класса. Таким образом, для адекватности недостаточно простое совпадение параметров, например полуразмаха колебаний, а требуется еще совпадение общего характера колебаний (гармонические колебания, квазигармонические, одноударные и т.д.).

Степень и полнота адекватности могут быть различны. Совокупность колебательных систем, у которых совпадают законы изменения  $X$ ,  $V$ ,  $W$ , и всех производных определяется как совокупность систем, имеющих велите динамическую адекватность.

Под колебательной системой здесь и в дальнейшем понимается колебательная система в широком смысле, которая определяется не только величиной массы, характеристиками восстанавливающей силы и диссипации, но и характеристиками возмущающего воздействия (для гармонического воздействия - амплитудой вынуждающей силы и периодом возмущающего воздействия).

Колебательная система в узком смысле, т.е. система, совершающая собственные колебания, является частным случаем колебательной системы, когда  $P_0 = 0$ ;  $\omega = 0$ .

Динамически подобные виброударные колебательные системы, у которых совпадают периоды вынуждающего гармонического воздействия и отношение амплитуды вынуждающей силы к массе колеблющихся частей  $\frac{P_0}{M}$ , имеют полную динамическую адекватность.



Для совпадения мощностей, расходуемых на преодоление неупругих сопротивлений, т.е. для энергетической адекватности систем, необходимо, чтобы динамическое подобие этих систем дополнялось равенством отношений  $\frac{P_0^2}{M\omega}$ .

Для полного совпадения всех параметров систем с силовым, возбуждением, т.е. для полностью адекватных систем необходимо, чтобы они одновременно были динамически и энергетически адекватны.

Колебательные системы могут быть частично динамически адекватны по какому-либо из параметров колебаний: перемещений, скорости или ускорению.

Динамически подобные системы, у которых совпадают величины отношения вынуждающей силы к массе колеблющихся частей  $\frac{P_0}{M}$ , имеют частичную динамическую адекватность по ускорению. В таких системах совпадают значения ударного ускорения  $W_B$  и ускорения  $W_H$ . Совокупность динамически подобных систем, у которых  $\frac{P_0}{M\omega^2} = const$  и  $\frac{P_0^2}{M\omega} = const$ , будет совокупностью систем энергетически адекватных и адекватных по перемещению.

Изложенные принципы частичной адекватности позволяют по закономерностям движения единичных систем (представленных, например, в виде графиков) синтезировать параметры вибромашин, удовлетворяющие конструктивным и технологическим ограничениям и требующие минимального расхода энергии на поддержание колебаний.

Так как величина ударного ускорения в основном определяет эффективность процесса уплотнения, особый интерес представляют устойчивые одноударные колебания систем, которые одновременно энергетически адекватны и адекватны по ударному ускорению. Такая адекватность будет иметь место у систем с равными отношениями колеблющейся массы к круговой частоте  $\frac{M}{\omega}$ , у которых в единичных системах

соблюдается равенство отношений  $\frac{\bar{N}^1}{(W_B^1)^2}$ .

Переход к характеристикам реальной вибромашин осуществляется по формуле

$$\frac{\bar{N}}{W_B^2} = \frac{M}{\omega} \frac{\bar{N}^1}{(W_B^1)^2}. \quad (2)$$

Для оптимизации проектируемой виброударной площадки необходимо из совокупности всех режимов, удовлетворявших требованиям

$$W_H \leq [W_H]; \quad W_B = const; \quad \omega = const, \quad (3)$$

найти путем изменения жесткостей упругих элементов амплитуды вынуждающей силы  $P_0$  и величины зазора, режимы с минимальным потреблением мощности двигателя. Из зависимостей (2) и (3) следует, что для заданного технологией ударного ускорения  $W_B$  оптимальным будет режим с минимальным  $\frac{\bar{N}^1}{(W_B^1)^2}$ :

$$\min \frac{\bar{N}^1}{(W_B^1)^2}. \quad (4)$$

Расчеты подтвердили справедливость предложенного метода определения критерия.

*Литература:*

1. Методические рекомендации по выбору режимов формования и расчету оптимальных параметров виброударных площадок. – К.: НИИ Строит. про-ва, 1975. – 41 с.

**СЕРДЮК Василь Іванович, кандидат технічних наук**

Народився 30 січня 1956 р. в місті Рогозів, Бориспільського району Київської області.

В 1976 закінчив Харківський автомобільно-шляховий технікум, а в 1995 – КІБІ.

З 1976 працював геодезистом БУ (м. Друшківка), а з 1981 – виконробом, начальником дільниці БУ-17 Київміскбуд-УС.

З 1991 - директор фірми "Сомпекс" (1991).

В 2003 р. захистив кандидатську дисертацію.

Автором опубліковано 6 наукових робіт.

*Основні напрямки наукової діяльності:* ефективні методи організації використання засобів механізації в будівництві.

## РОЗРОБКА МЕТОДУ РЕГУЛЮВАННЯ НЕРІВНОМІРНОГО РОЗПОДІЛУ МАШИН ЗА КРИТИЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ

При нерівномірному розподілі машин по об'єктах враховується їх нерівномірне вибуття в технологічні, технічні й організаційні прості. У будівельній практиці зустрічаються наступні види завдань:

1. Розглянемо варіанти рівномірного "трикутного" вибуття машин у прості.

Будемо вважати, що сумарна тривалість перебування машин у режимі експлуатації дорівнює:

$$\theta_{jk}^{(1)} = \sum_{\mu=1}^M \theta_{jk}^{(1)\mu}.$$

Причому величини вибуття машин у прості відомі і дорівнюють наступним показникам:

$$\text{при } t_{\mu}=t_0 \quad R_{jk}^{(2,3,4)} = 0;$$

$$\text{при } t_{\mu}=t_M \quad R_{jk}^{(2,3,4)} = R_{jk}^{(2,3,4)\max}.$$

У цьому зв'язку розміри резерву для зазначених моментів часу визначаються з величинами вибуття машин у прості в початковий і кінцевий момент часу, тобто:

$$\text{при } t_{\mu}=t_0 \quad \Delta R_{jk} = 0;$$

$$\text{при } t_{\mu}=t_M \quad \Delta R_{jk} = \Delta R_{jk}^M.$$

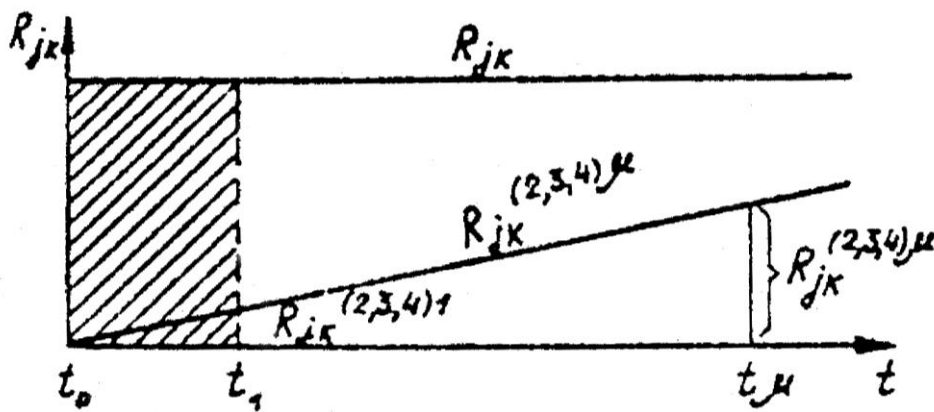
Оскільки фактор, що витрачається, вироблюваними резервними машинами, повинен дорівнювати невиробленому фактору  $\Delta Z_{jk}$  (рис. 1), то:

$$R_{jk}(t_M - \theta_{jk}^{(1)}) = 0,5 \Delta R_{jk}^M.$$

З цього виразу визначаємо розмір резерву в момент закінчення планованого періоду  $t_M$ :

$$\Delta R_{jk}^M = [2R_{jk}(t_M - \theta_{jk}^{(1)})] t_M.$$



Рис. 1. Вибуття машини  $R_{jk}^{\mu}$  у простої.

При цьому розмір резерву в будь-який момент  $t$  планованого періоду буде дорівнювати:

$$\Delta R_{jk}^M = \frac{2R_{jk}(t_M - \theta_{jk}^{(1)})t_{\mu}}{(t_M)^2} = \Delta R_{jk}^M (t_{\mu}/t_M).$$

Таким чином, розмір резерву  $\Delta R_{jk}^{\mu}$  для випадку  $R_{jk} = \text{const}$  знаходимо як:

$$\begin{cases} 0 & \text{при } t_{\mu} \leq t_0 \\ \Delta R_{jk}^M = \Delta R_{jk}^M (t_{\mu}/t_M) & \text{при } t_0 < t_{\mu} < t_M \\ \Delta R_{jk}^M & \text{при } t_{\mu} \geq t_M. \end{cases}$$

Якщо машина  $R_{jk}$  протягом усього періоду  $t_M$  не використовується, тобто:

$$\theta_{jk}^{(1)} = 0 \text{ і } \theta_{jk}^{(2)} + \theta_{jk}^{(3)} + \theta_{jk}^{(4)} = t_M,$$

то  $\Delta R_{jk}^M = 2R_{jk}t_{\mu}/t_M$ .

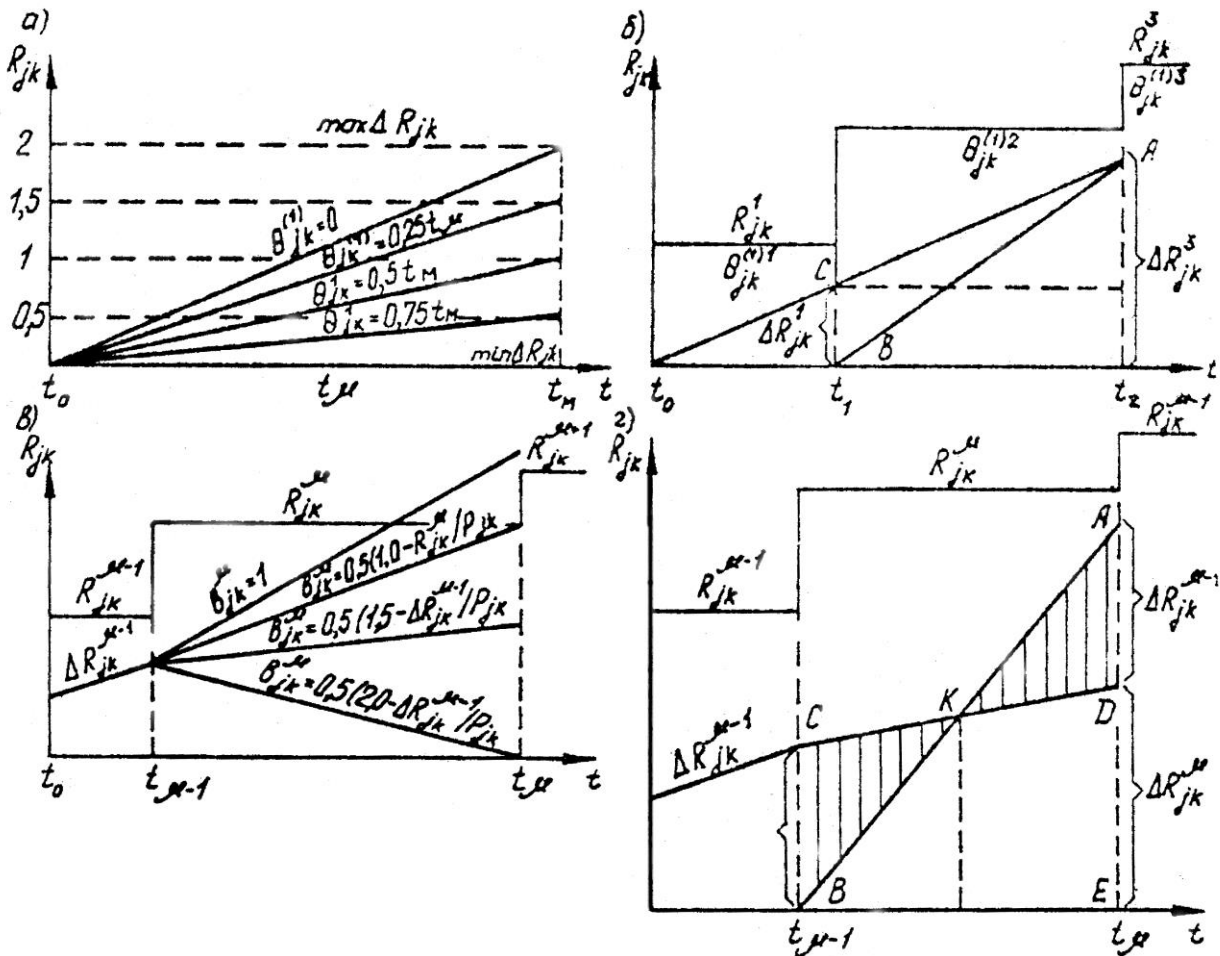
Це значить, що  $\Delta R_{jk}^M$  є лінійна функція від  $t_{\mu}$  з кутовим коефіцієнтом, рівним  $R_{jk}/0,5t_M$ . При  $t_{\mu} \rightarrow t_M$  величина  $\Delta R_{jk}$  досягає свого максимального значення, рівного  $2R_{jk}$ . Таким чином, при зазначених умовах розмір резерву в даний момент удвічі перевищує потреби в ресурсі (рис. 2). Це слід розуміти так, що при «трикутному» розподілі на відміну від «прямокутного» розподілу резерв вводиться в режим експлуатації поступово від  $\Delta R_{jk} = 0$  до  $\Delta R_{jk} = 2R_{jk}$  за весь період  $t_M$  резерв  $\Delta R_{jk}$  виробить фактор, що витрачається, у кількості  $Z = 1/2(2R_{jk}t_M)$ , що відповідно дорівнює потребі  $R_{jk}t_M$ .

Але при цьому вироблена резервом частина фактору, що витрачається, у кількості  $0,25R_{jk}t_M$  лежить вище рівня  $R_{jk}$ , оскільки така ж величина «недопрацьована» резервом у першій половині планованого періоду. От чому  $\Delta R_{jk}^{\max} = 2R_{jk}$  є максимальним розміром резерву при різних варіантах зміни показників.

Аналогічні трикутники, але з меншими величинами фактору, що витрачається, утворюються вище рівня  $R_{jk}$  при  $0 < \theta_{jk}^{(1)} < 0,5t_M$ .

При  $\theta_{jk}^{(1)} \rightarrow t_M$  прямі, що проходять через початок координат і описують зміни  $\Delta R_{jk}^{\mu}$ , усе більш наближаються до осі абсцис.

При  $\theta_{jk}^{(1)} = t_M$  пряма  $\Delta R_{jk}^{\mu}$  збігається з віссю абсцис, що вказує на повну відсутність необхідності в резерві.


 Рис. 2. Розподіл  $\Delta R_{jk}^M$ :

а – нерівномірне "трикутне" розподіл; б – "перевитрата" фактора  $Z_{jk}^M$ ;

в-в залежності від зміни  $b_{jk}^M$ ; г – раціональний підхід фактора  $Z_{jk}^M$ .

З урахуванням знайденого значення резерву  $\Delta R_{jk}$  і початкового значення кількості машин  $R_{jk}$  визначимо їхню кількість:

$$r_{jk}^{\mu} = R_{jk} \left[ 1 + \frac{2(t_M - \theta_{jk}^{(1)})t_{\mu}}{(t_M)^2} \right].$$

Для випадку  $\theta_{jk}^{(1)} = 0$  тобто коли машина  $R_{jk}$  протягом усього періоду знаходиться в простоях:

$$\begin{aligned} r_{jk} &= R_{jk} \quad \text{при} \quad t_{\mu} = t_0; \\ r_{jk} &= 3R_{jk} \quad \text{при} \quad t_{\mu} = t_M. \end{aligned} \quad (2.44)$$

Для випадку  $\theta_{jk}^{(1)} = t_M$  тобто коли машина  $R_{jk}$  протягом усього періоду  $t_M$  знаходиться в режимі експлуатації:

$$\begin{aligned} r_{jk} &= R_{jk} \quad \text{при} \quad t_{\mu} = t_0; \quad (2.45) \\ r_{jk} &= R_{jk} \quad \text{при} \quad t_{\mu} = t_M. \end{aligned}$$

2. Розглянемо варіанти нерівномірного «трикутника» вибуття машини в простої.

Для першого тимчасового інтервалу  $(t_1, t_0)$  показники резерву визначаються так само, як і при рівномірному розподілі машин по об'єктах.

Для другого тимчасового інтервалу  $(t_2, t_1)$  повинні виконуватися наступні дві умови.

Перша умова визначає раціональні розміри резерву через показники невиробленого фактора, що витрачається, а саме:

$$Z_{jk}^{(2)} = 0,5\Delta R_{jk}^{(2)}(t_2 - t_1) = 0,52R_{jk}^{(2)}(1 - b_{jk}^{(2)})(t_2 - t_1) = R_{jk}^{(2)}1 - b_{jk}^{(2)}(t_2 - t_1). \quad (2.46)$$

При виконання цієї умови «перевитрата» фактора, що витрачається, дорівнює нулю.

Друга умова враховує початкове значення резерву, рівне  $\Delta R_{jk}^{(1)}$

На рис. 2 однією з основ трапеції є параметр  $\Delta R_{jk}^{(1)}$ . Як іншу підставу варто вважати розмір резерву в момент  $t_2$ . Висота трапеції визначається розміром інтервалу  $(t_2, t_1)$ .

Тоді можна записати наступну рівність:

$$R_{jk}^{(2)} = (1 - b_{jk}^{(2)})(t_2 - t_1) = 0,5(\Delta R_{jk}^{(1)} + \Delta R_{jk}^{(2)})(t_2 - t_1).$$

Звідки знаходимо розмір резерву в момент  $t_2$  тобто:

$$\Delta R_{jk}^{(2)} = 2R_{jk}^{(2)}(1 - b_{jk}^{(2)}) - \Delta R_{jk}^{(1)}.$$

Для визначення розміру резерву в будь-який момент інтервалу, використовується вираз:

$$\Delta R_{jk}^{\varepsilon(2)} = \frac{2[R_{jk}^{(2)}(1 - b_{jk}^{(2)}) - \Delta R_{jk}^{(1)}](t_2^\varepsilon - t_1)}{t_2 - t_1} + \Delta R_{jk}^{(1)}.$$

Отже, розмір резерву для тимчасового інтервалу складе:

$$\Delta R_{jk}^{\varepsilon\mu} = \begin{cases} \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_\mu^\varepsilon = t_{\mu-1} \\ \frac{2[R_{jk}^\mu(1 - b_{jk}^\mu) - \Delta R_{jk}^{\mu-1}](t_\mu^\varepsilon - t_{\mu-1})}{(t_\mu - t_{\mu-1})} + \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_{\mu-1} < t_\mu^\varepsilon < t_\mu \\ 2R_{jk}^\mu(1 - b_{jk}^\mu) - \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_\mu^\varepsilon = t_\mu \end{cases}$$

При цьому коефіцієнт використання ресурсу може змінюватися в межах

$$0 \leq b_{jk}^\mu \leq 1.$$

При  $b_{jk}^\mu = 0$  розміри резервів будуть складати:

$$\Delta R_{jk}^{\varepsilon\mu} = \begin{cases} \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_\mu^\varepsilon = t_{\mu-1} \\ \frac{2(R_{jk}^\mu - \Delta R_{jk}^{\mu-1})(t_\mu^\varepsilon - t_{\mu-1})}{(t_\mu - t_{\mu-1})} + \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_{\mu-1} < t_\mu^\varepsilon < t_\mu \\ 2R_{jk}^\mu - \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_\mu^\varepsilon = t_\mu \end{cases}$$

Таким чином, тут ми маємо для кожного тимчасового інтервалу максимальні значення резерву, що лінійно зростають від  $\Delta R_{jk}^{\mu-1}$  у момент  $t_{\mu-1}$  до  $2(R_{jk}^\mu - \Delta R_{jk}^{\mu-1})$  у момент  $t_\mu$ .

При  $b_{jk}^\mu = 0$  розміри резерву рівні:

$$\Delta R_{jk}^{\varepsilon\mu} = \begin{cases} \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_\mu^\varepsilon = t_{\mu-1} \\ \Delta R_{jk}^{\mu-1} \left[ 1 - \frac{2(t_\mu^\varepsilon - t_{\mu-1})}{t_\mu - t_{\mu-1}} \right], & \text{при } t_{\mu-1} < t_\mu^\varepsilon < t_\mu \\ \Delta R_{jk}^{\mu-1}, & \text{при } t_\mu^\varepsilon = t_\mu \end{cases}$$

Отже, у цьому випадку кожен тимчасовий інтервал характеризується мінімальними значеннями резерву, що лінійно убиває від  $\Delta R_{jk}^{\mu-1}$  в момент  $t_{\mu-1}$  до нуля в момент  $[t_{\mu-1} + 0,5(t_{\mu-1} + t_\mu)]$ .



Особливий практичний інтерес представляють варіанти зміни  $b_{jk}^{\mu}$ , при яких  $\Delta R_{jk}^{\mu} = R_{jk}^{\mu}$  і  $\Delta R_{jk}^{\mu} = 0$ .

Для варіанта  $\Delta R_{jk}^{\mu} = R_{jk}^{\mu}$  коефіцієнт використання машин:

$$b_{jk}^{\mu} = \frac{R_{jk}^{\mu} - \Delta R_{jk}^{\mu}}{2R_{jk}^{\mu}} = 0,5 \left( 1 - \frac{\Delta R_{jk}^{\mu}}{R_{jk}^{\mu}} \right).$$

При цьому значення коефіцієнта використання машин, величина резерву для тимчасового інтервалу  $(t_{\mu}^{\varepsilon}, t_{\mu-1})$  знаходиться вираженням вигляду:

$$\Delta R_{jk}^{\varepsilon\mu} = \frac{(R_{jk}^{\mu} - \Delta R_{jk}^{\mu-1})(t_{\mu}^{\varepsilon} - t_{\mu-1})}{(t_{\mu} - t_{\mu-1})} + \Delta R_{jk}^{\mu-1}.$$

Для варіанту  $\Delta R_{jk}^{\mu} = 0$  коефіцієнт використання машин у тимчасовому інтервалі  $(t_{\mu}, t_{\mu-1})$ :

$$b_{jk}^{\mu} = \frac{2R_{jk}^{\mu} - \Delta R_{jk}^{\mu-1}}{2R_{jk}^{\mu}} = 0,5 \left( 2 - \frac{\Delta R_{jk}^{\mu-1}}{R_{jk}^{\mu}} \right).$$

Отже, при цьому варіанті значення резерву в будь-який момент часу складуть:

$$\Delta R_{jk}^{\varepsilon\mu} = \Delta R_{jk}^{\mu-1} \left( 1 - \frac{t_{\mu}^{\varepsilon} - t_{\mu-1}}{t_{\mu} - t_{\mu-1}} \right).$$

Вид функції  $\Delta R_{jk}(t_{\mu})$  в залежності від зміни  $b_{jk}^{\mu}$  приведено на рис. 2.6, в.

Тепер визначимо кількість машин з урахуванням необхідного резерву:

$$r = R_{jk}^{\mu} + \Delta R_{jk}^{\mu-1}, \text{ при } t_{\mu}^{\varepsilon} = t_{\mu-1};$$

$$r = R_{jk}^{\mu} \left[ 1 + \frac{(2(1 - b_{jk}^{\mu})(t_{\mu}^{\varepsilon} - t_{\mu-1}))}{t_{\mu} - t_{\mu-1}} \right] + R_{jk}^{\mu-1} \left[ 1 - \frac{2(t_{\mu}^{\varepsilon} - t_{\mu-1})}{t_{\mu} - t_{\mu-1}} \right], \text{ при } t_{\mu-1} < t_{\mu}^{\varepsilon} < t_{\mu};$$

$$r = R_{jk}^{\mu} (3 - 2b_{jk}^{\mu}) - \Delta R_{jk}^{\mu-1}, \text{ при } t_{\mu}^{\varepsilon} = t_{\mu}.$$

Знайдений вираз визначає раціональну кількість машин, що забезпечують у достатній мірі виконання заданої програми робіт.

#### Основні праці:

1. Ливинский А.М., Назаренко И.И., Сердюк В.И. и др. Теоретические основы использования средств механизации в строительстве. Монография. - К.: "МП Леся", 2001. - 221 с.
2. Назаренко І.І., Сердюк В.І., Методика вирішення задач при невідповідному зношенні /поломках/ деталей та вузлів машин.// Техніка будівництва. – 2001. – №10. – С.58-61.
3. Назаренко І.І., Сердюк В.І. Основи організації використання і ремонту будівельної техніки, - К.: МП "Леся", 2003. - 154 с.
4. Назаренко І.І., Пенчук В.А., Сердюк В.И. и др. Основы модернизации строительных машин. - К.: МП "Леся", 2003. - 164 с.
5. Сердюк В.І. Вибір та ефективно використання будівельної техніки// Техніка будівництва. – 2002. – № 11. – С.71-74.
6. Сердюк В.І. Розробка методів розрахунку вартості послуг по оренді засобів механізації// Техніка будівництва. – 2002. – № 12. – С.85-89.

**ЧЕРНЕГА Григорій Кирилович, старший викладач**

Народився 20 жовтня 1942 р.

В 1969 р. закінчив Київський інженерно-будівельний інститут за спеціальністю "Будівельні, дорожні машини і обладнання".

З 1969 р. працює викладачем в КНУБА.

Автором опубліковано близько 40 робіт, з яких 6 наукових статей, 32 науково-методичних робіт.

*Основні напрямки наукової діяльності:* підвищення ефективності роботи паливної апаратури двигунів внутрішнього згоряння; метрологія, стандартизація взаємозамінність та технічні вимірювання в машинобудуванні

## **УДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДІВ ВИМІРЮВАННЯ ТА КОНТРОЛЮ КОМПРЕСІЇ ДВЗ**

Необхідність контролю компресії (тиску, який створюється в циліндрі двигуна в кінці такту стискування) визначається її впливом на робочий процес в двигуні внутрішнього згоряння. Вона має важливе значення не тільки в підготовці процесу запалювання суміші, а і в проходженні основного процесу згоряння та очищення циліндру від продуктів згоряння. Так, в дизельному двигуні термодинамічні особливості процесу стискування забезпечують розігрів повітря (до 500...600 °С), який необхідний для самозапалення суміші палива з повітрям, а в бензинових – збільшення температури суміші до 400...500 °С і незалежно від типу двигуна – підвищення щільності суміші за рахунок зближення молекул палива і повітря.

Все це сприяє, ще до початку запалення, протікання передполум'яних окислювальних реакцій, які сприяють процесам запалення і горіння паливної суміші. В результаті стабілізується запалення, а горіння проходить більш ефективно з високим тиском всередині циліндрів, який створює на такті випуску необхідні умови для якісної продувки циліндрів від продуктів згоряння.

Зниження компресії призводить до проблем із запуском двигуна, його нестійкій роботі на всіх режимах, збільшення втрат палива та погіршення динамічних характеристик машини.

Величина падіння тиску визначається ступенем герметичності об'ємів гільзи циліндрів і камери згоряння. Витоки заряду можуть виникати через деталі циліндро-поршневої групи і поверхні їх спряження, деталі механізму газорозподілу та по площині розподілу блока циліндрів і головки, яка ущільнюється прокладкою.

Причини їх виникнення пов'язані як із звичайним і неминучим зношуванням деталей і механізмів при експлуатації, так і з порушенням регулювання та аварійними ситуаціями (в основному перегрівом двигуна).

Як правило, при звичайному зношуванні виникає послідовне і практично рівномірне зниження компресії в усіх циліндрах двигуна, причиною чого є зміна геометричних параметрів стінок циліндра і компресійних кілець, їх закоксування, відкладення нагару на стінках камери згоряння і днищі поршня, зміна розмірів направляючих втулок, головок і стрижнів клапанів, гідро компенсаторів теплових зазорів і т. ін.



Неочікуване падіння компресії в одному або декількох циліндрах двигуна зазвичай свідчить про порушення регулювання газорозподільного механізму і пошкодження головки блоку циліндрів, її прокладки і клапанів, гільзи циліндрів, поршнів та компресійних кілець. Для оцінки цих несправностей в технічних нормативах обов'язково вказують різницю між найбільшим і найменшим показниками компресії в циліндрах – не більше  $1 \text{ кг/см}^2$  для бензинових і  $2 \text{ кг/см}^2$  для дизельних двигунів.

В дійсності, причин для зниження компресії в циліндрах двигуна значно більше. Але навіть цей неповний перелік, засвідчує про її унікальні діагностичні можливості.

Тому дуже важливо регулярно і, звичайно ж, правильно контролювати та аналізувати зміну компресії по циліндрам двигуна.

Для отримання початкової загальної оцінки – є компресія чи її практично немає – досить використати звичайну пробку від пляшки чи виготовлену з паперу. Треба щільно закрити свічковий чи форсунковий отвір циліндра і прокрутити колінчастий вал. Це дасть можливість наочно переконавшись у виникненні тиску на такті стискання – пробка вилетить.

Якщо встановлено наявність компресії в циліндрах двигуна, можна приступати конкретного визначення її величини. Для цього застосовують спеціальні прилади – компресометри. Існує багато різновидів таких приладів, але, по суті, вони відрізняються тільки конструктивним виконанням. Зазвичай компресометр складається з наконечника із гумовим ущільнювачем або різьбовим перехідником, зворотного клапану і вентиля скидання тиску, а також манометра. Для застосування в бензинових двигунах використовують як гумові, так і різьбові наконечники. Дизельні компресометри обладнані в основному різьбовими наконечниками для встановлення у різьбові отвори форсунок чи свічі накаливання будь-якого дизеля, або металевими, по формі корпусу форсунки з ущільненням мідною шайбою.

В наконечнику встановлений зворотний клапан для фіксування найбільшого тиску в циліндрі двигуна. Враховуючи нелінійний характер зміни швидкості нарощування тиску в циліндрі від переміщення поршня, коли основний приріст тиску реалізується на останніх етапах руху поршня у верхній мертвій точці, необхідно забезпечити мінімальну інерційність зворотного клапану. Через це компресометри з золотниковим зворотним клапаном мають перевагу перед шариковим підпружинений (особливо при великій жорсткості таких пружин).

Манометри для бензинових двигунів мають діапазон вимірювання до  $20 \text{ кг/см}^2$ , а для дизельних – до  $70 \text{ кг/см}^2$ .

Для термінового (експрес) контролю відносної зміни компресії по циліндрах будь-якого двигуна рекомендується виконувати вимірювання сили струму, який споживається стартером при прокручування ним колінчастого валу двигуна. Чим вища компресія в циліндрі, тим більша сила струму. Максимальне значення струму стартера, яке витрачається на процес стискання в кожному циліндрі, дає можливість зареєструвати відносний рівень компресії в них. Сучасні мотор-тести дають можливість проводити такий контроль.

Для найбільш точного встановлення причин зниження компресії можна рекомендувати пневмотестер або пневмокалібратор, які дають можливість визначити герметичність циліндрів двигуна при положенні поршня в верхній мертвій точці на такті стискання за величиною витoku стисненого повітря, яке точно по кількості подається в циліндр під постійним тиском.

Як і при контролі будь-якого діагностичного параметра, режими і способи вимірювання повинні бути завжди однаковими. Тому компресію треба контролювати тільки при цілком прогрітому до робочої температури двигуні і вигвинчених всіх свічах запалювання чи форсунках, відкритих повітряних і дросельних засувках, доброму стані стартера і повністю зарядженій акумуляторній батареї, відключеній подачі пального і системи запалювання протягом 4...5 секунд до повної зупинки стрілки манометра.



---

При дотриманні всіх цих умов успіх у визначенні технічного стану двигуна і встановлення конкретного місця відказу гарантовані.

*Основні праці:*

1. Чернега Г.К. К вопросу оценки качества капитального ремонта строительных машин// Комплексная механизация и механовооружение строительства. – К.: НИИСП, 1981. – С.118-120.
2. Чернега Г.К. Удосконалення технології виготовлення опор лінії електропередач// Науково-практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій. – К.: КНУБА, МНС України, – 2000. – С.224-226.
3. Чернега Г.К. Енергетичний метод оцінки забоїв машини для земляних робіт// Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин. – К.: КНУБА, 2001. – Вип.9. – С.304-307.
4. Чернега Г.К. Контроль компресии// Сигнал. – 2001. – С.40-41.

**ЛЕСЬКО Віталій Іванович, асистент**

Народився 10 листопада 1955 р.

Закінчив Київський автомобільно-дорожній інститут в 1977 р. за фахом "інженер-механік".

З 1977 по 1982 р. виконував обов'язки механіка, начальника ділянки управління "Головкиївсмиськшляхбуд". 1984-1986 рр. – військова служба, начальник автомобільно-тракторної служби військової частини. З 1982 – науковий співробітник та асистент кафедри ЕРБМ КІБІ.

Автор та співавтор 50 навчально-методичних та наукових робіт, з них 2 навчальних посібника, 1 монографія, 1 конспект лекцій, 20 наукових статей, 26 навчально-методичних робіт.

*Основні напрямки наукової діяльності:* надійність, технічна експлуатація будівельних машин: діагностика, технічне обслуговування, ремонт; управління технічним станом та надійністю гідроприводів БМ; технологія машинобудування; експлуатаційні матеріали

## **НАДІЙНІСТЬ ГІДРОПРИВОДІВ БМ**

Необхідність впровадження в сферу експлуатації будівельних машин нових та перспективних форм технічного обслуговування (ТО і Р), якою вважається стратегія ТО і Р "за технічним станом", вже майже ні в кого із експлуатаційників не викликає сумніву. Особливої актуальності вирішення цього питання набуває в теперішній час, коли на зміну застарілих механічних моделей парки будівельних машин (БМ) поповнюються сучасними, високоефективними і в той же час складними і високовартісними гідрофікованими машинами, експлуатація яких висуває до існуючої системи ТО і Р якісно нові та набагато жорсткіші вимоги.

Але не зважаючи на нагальну потребу та розуміння проблеми, стратегія ТО і Р за технічним станом досі не може знайти свого широкого застосування в будівельному виробництві через наявність деяких суттєвих об'єктивних та суб'єктивних причин.

На погляд автора, реалізації сучасної стратегії на практиці в умовах експлуатації повинне передувати вирішення цілого комплексу взаємопов'язаних між собою проблем, які в першу чергу стосуються питань управління технічним станом та надійністю гідроприводів БМ. Ці проблеми зумовлені по-перше, не ефективністю або непридатністю для використання стосовно гідроприводів БМ існуючих методів керування технічним станом та надійністю машин; по-друге – відсутністю діагностичного забезпечення гідроприводів (ГП) і, по-третє, – відсутністю інформаційної бази з банком даних про технічний стан та надійність БМ, їх умови експлуатації та діючі фактори.

В свою чергу успішне вирішення цих питань визначається ефективністю теоретичних та прикладних розробок в області оцінки та прогнозування показників надійності (ПН).

На жаль, слід відзначити, що існуючі стандартні уніфіковані методи оцінки ПН, які рекомендовані ДСТУ 2862-94, ДСТУ 3004-95 переживають певний криз в їх застосуванні і не можуть бути використанні для об'єктивної оцінки ПН таких складних технічних систем, якою є ГП БМ (одноківшових екскаваторів, кранів).

Як відомо, в основу стандартизованих методів покладено імовірнісно-статистичні моделі відмов, які базуються на класичних моделях надійності і розглядають лише сам факт відмови як основну абстрактну категорію без аналізу процесів формування самих відмов. Використання цих та інших методів для оцінки ПН складних технічних систем (СТС) часто неправомірно базується на недопустимих спрощеннях та припущеннях щодо: характеру відмов, моделей надійності і т.п. При цьому частіше всього СТС розглядаються як прості системи з двома станами "відмова є - немає" або приймається гіпотеза про незалежність відмов елементів. Тому й не дивно, що оцінка ПН складних систем за такими методами далека від реальної.

Такий підхід не може бути прийнятним для оцінки, прогнозування та керування ПН гідроприводів, які є багатофункціональними системами із складною та мінливою структурою, взаємозв'язками та взаємодією між гідро елементами.

Аналізи відмов ГП та його функціонування переконують, що найбільш характерними і домінуючими видами відмов ГП, наряду з іншими, є параметричні відмови, формування яких в часі приводять до поступової зміни рівня роботоздатності його елементів, підсистем та зниження ефективності функціонування всього ГП, що при певних умовах розцінюється також як відмова. Вплив технічного стану (об'ємного ККД) окремих гідроелементів (гідронасосів, секцій розподільників, гідроциліндрів та ін.) на ефективність функціонування всього ГП визначається об'ємним ККД інших елементів та залежить від взаємозв'язків між ними, від їх місця, ролі та долі використання в загальному робочому циклі екскавації. При цьому можуть мати місце ситуації, коли навіть незначна зміна об'ємного ККД (ОККД) елементів в межах допуску при певному їх сполученні може привести до недопустимого зниження рівня роботи здатності всього гідроприводу. Це ще раз свідчить про відсутність єдиного розуміння трактування поняття "відмова" елементу, підсистем та ГП в цілому.

Таким чином, є всі підстави вважати функціональні можливості ГП, його ефективність, одним із аспектів надійності і не враховувати її при оцінці ПН недопустимо. Крім цього, моделі надійності ГП повинні виражати не тільки безвідмовність елементів ГП, але і всю множину взаємозв'язків між ними, конструктивні та функціональні особливості корельованість відмов та їх вплив на ефективність функціонування і формування параметричних відмов.

Вище сказане породжує необхідність пошуку нових нетрадиційних шляхів та методів для вирішення задач оцінки та прогнозування ПН ГП, використовуючи при цьому не тільки методи математичної теорії надійності, але й результати дослідження фізики деградаційних процесів, які визначають динаміку зміни технічного стану ГП. Автором пропонується метод, який базується на сумісному використанні прогнозних параметричних імовірнісно-фізичних та імовірнісно-статистичних моделей відмов. Для побудови моделей використовується як статична інформація про відмови, так і інформація про деградаційні зміни об'ємного ККД в часі, характеристики яких отримують в умовах експлуатації БМ при їх діагностуванні.

Моделі параметричних відмов агрегатів виражені через одно- та двомірні розподіли ймовірності нестационарних випадкових процесів, якими виражені реалізації ОККД. Експериментальними дослідженнями встановлено закономірності тренду параметрів випадкового процесу та їх залежність від напрацювання ГП і впливу експлуатаційних факторів. Це дає можливість прогнозувати функції розподілу ймовірностей випадкового процесу для будь-якого часу та заданих умов експлуатації.

Для імовірнісної оцінки рівня функціональних можливостей ГП та його роботоздатності з урахуванням взаємодії гідроелементів застосовано методи імовірнісного моделювання Монте-Карло. При цьому використовувались прогнозні імовірнісно-фізичні моделі та експериментальна модель залежності тривалості робочого циклу екскавації ГП від об'ємного ККД гідроелементів. Синтез моделей надійності дозволяє прогнозувати ймовірність безвідмовної роботи ГП для певних умов експлуатації та заданих вимог споживача до ефективності функціонування, що створює передумови для більш ефективного прогнозування відмов та керування надійністю БМ шляхом



призначення науково-обґрунтованих термінів проведення діагностичних та ремонтно-профілактичних заходів.

Практичному втіленню, апробації і реалізації запропонованих методологічних і теоретичних розробок в сфері експлуатації (будівельного виробництва) передувало впровадження кафедрою МОТП КНУБА за участю автора системи діагностування БДМ з гідроприводом в управліннях механізації ВАТ "Будмеханізація" м. Києва. Система діагностування включає в себе методи та засоби технічного діагностування БДМ, необхідну документацію та інформаційне забезпечення. Для діагностування гідроприводів були впроваджені три пересувних пости "Гідро сервіс", стаціонарні діагностичні пости та стаціонарний пост по очищенню та контролю чистоти гідравлічних рідин. Пости "Гідросервіс" оснащені необхідним обладнанням для проведення операцій технічного обслуговування машин та діагностування гідроприводів, очищення та контролю гідравлічних рідин. Діагностування гідроприводів та дослідження закономірностей зміни їх технічного стану проводились за допомогою розроблених автором переносних електронного гідротестера ТГЛ-1"Потік", механічних гідротестерів ПТГ-1 та стаціонарних гідравлічних стендів. Контроль чистоти робочих рідин та дослідження її впливу на надійність ГП здійснюється приладами ПКЖ-902 якими оснащені пересувні та стаціонарні пости.

Крім цього, в управліннях механізації впроваджена система організації нагляду, збирання та обробки інформації про надійність БДМ з гідроприводом в умовах експлуатації на протязі 1980-2003 років, що дало змогу накопичити великий банк статичних даних про їх надійність.

З огляду на вищесказане хочеться сподіватися, що вимоги теперішнього часу, конкуренція та обставини, які склалися в сфері технічної експлуатації будівельних машин вимусять, зрештою, переконати "еще сомневающихся" більш ефективно впроваджувати прогресивні технології та стратегію ТО і Р "за технічним станом". Практичне втілення розробок, правильне, грамотне використання інформації про надійність машин, технічний стан її елементів та ступеня роботоздатності машин дозволить приймати найбільш оптимальне рішення про призначення термінів та об'ємів ТО і Р, дозволить керувати технічним станом машини і їх надійністю. В кінцевому результаті це приведе до значного підвищення ефективності використання машин в будівництві.

#### *Основні праці:*

1. Полянський С.К., Жерновий А.С., Лесько В.І., Тінченко С.Х. Діагностика і технічне обслуговування будівельних машин. Практикум: Навчальний посібник. – К.: Либідь, 1995. – 312 с.
2. Полянський С.К., Лесько В.І. Оцінка показників надійності машин на стадії експлуатації// В кн.: Надійність машин/ Канарчук В.Є., Полянський С.К., Дмитрієв М.М. – К.: НТУ, 2001. – 428 с.
3. Лесько В.І. Моделювання параметричних відмов гідроприводів екскаваторів з урахуванням ефективності їх функціонування при прогнозуванні та оцінці показників надійності// Техніка будівництва. – 2001. – № 9. – С.90-96.
4. Лесько В.І. Умови роботоздатності на моделі надійності дільниці "гідророзподільник-циліндр" гідроприводів будівельних машин// Гірничі, будівельні, дорожні і меліоративні машини. – 2002. – Вип.60.
5. Лесько В.І. Прогнозні моделі надійності елементів гідроприводу будівельних машин// Техніка будівництва. – 2002. – № 11. – С.75-80.
6. Назаренко І.І., Лесько В.І. Аналітичний та чисельний методи оцінки показників безвідмовності будівельних машин для моделей ординарних потоків відмов з обмеженою післядією// Техніка будівництва. – 2002. – № 12. – С.90-95.
7. Назаренко І.І., Сердюк В.І., Лесько В.І., ін. Основи організації використання і ремонту будівельної техніки. – К.: Леся, 2003. – 156с.

**ЛОБКОВ Ярослав Юрійович, асистент**

Народився 05 липня 1953 р.

З 1970 р., після закінчення середньої школи працював в ОКБ ІПМ АН УРСР, слюсарем.

В лютому 1972 р. прийшов на кафедру ЕРБМ на посаду препаратора.

У вересні 1972 став студентом КІБІ, спеціальності БМО. За 5 років навчання постійно працював на кафедрі ЕРБМ по госпдоговірній тематиці.

3 жовтня 1977 року за розподіленням був направлений до НДІ будівельного виробництва.

В березні 1982 року повернувся до КІБІ на кафедру ЕРБМ молодшим науковим співробітником. З березня 1986 – асистент кафедри ЕРБМ до реорганізації в 2003 р., коли був переведений на кафедру основ професійного навчання (ОПН).

Опубліковано близько 30 друкованих праць. З них: 5 авторських свідоцтв, 9 методичних робіт, наукові статті, тези доповідей.

*Основні напрямки наукової діяльності:* ремонт та наплавлення деталей будівельних машин, металографічні дослідження

УДК 621.791.92

## **РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ БАГАТОЕЛЕКТРОДНОГО АВТОМАТИЧНОГО ДУГОВОГО ШИРОКОШАРОВОГО НАПЛАВЛЕННЯ ДЕТАЛЕЙ БУДІВЕЛЬНИХ І ГІРНИЧИХ МАШИН**

На першому етапі до 1988 р. робота виконувалась разом з доцентом Добровольським О.Г. і була зорієнтована на гірничі машини, а з 1988 – переорієнтовано на будівельні машини. В 1990-91 рр. в роботі приймав участь інж. Куценко Ю.В.

Необхідно зазначити, що при експлуатації будівельних та гірничих машин працюють і зношуються різні деталі. Серед них є групи деталей, що відносяться до робочих органів або ходової частини, які мають відносно великі маси, об'єми, поверхні тертя. Такі деталі працюють в умовах великих контактних навантажень і інтенсивного тертя. Відповідно, ці деталі дуже швидко зношуються і, в результаті, машини потребують ремонту.

До таких деталей (вузлів) можна віднести: ковші екскаваторів; кузови самоскидів; котки опорні, ланки (траки) гусениць екскаваторів і бульдозерів; броня і лопати бетонозмішувачів; валки зачистні бетоноформівних агрегатів; ролики підформенні і багато інших. Такі деталі при ремонті необхідно було відновлювати і зміцнювати, хоча деякі з них, при досягненні катастрофічних зносів, йшли в металобрухт.

Для відновлення і зміцнення таких деталей використовувались, в першу чергу, різні способи наплавлення, такі як: дугове (ручне, напівавтоматичне, вібродугове, автоматичне під флюсом, одноелектродне з коливанням, стрічкою, багатоелектродне), плазмове, електрошлакове, газове, індукційне і т.д. Але проблема полягала в тому, що ці способи не могли забезпечити високу якість наплавленого металу при високій продуктивності процесу наплавлення.





Актуальність роботи: розробка способу і, відповідно, технологічного процесу наплавлення деталей будівельних і гірничих машин, з високими якістю та продуктивністю, низькою енергоємністю, за рахунок можливості наносити наплавлений шар практично на всі швидкозношувані деталі з великою поверхнею зносу при мінімальній кількості проходів.

З метою вирішення цієї проблеми на кафедрі ЕРБМ (МОТП) розроблявся новий, перспективний спосіб багатоелектродного автоматичного дугового широкошарового наплавлення з коливанням електродів (БАДШН). Цей спосіб наслідує переваги деяких способів, наприклад, багатоелектродного та одноелектродного з коливанням, але він позбавлений багатьох їх недоліків. По способу БАДШН в зону наплавлення подають декілька електродів, але розставляють їх по фронту на значній відстані. При цьому електродам надають коливання, як правило, перпендикулярні напрямку наплавлення, з метою отримати загальну зварну ванну і наплавлений шар заданої ширини. Таким чином, отримання широкого наплавленого шару не пов'язано з використанням великої кількості електродів і необхідністю використання потужних джерел живлення, як при багатоелектродному напавленні (без коливання).

Коливання електродів зменшує швидкість наплавлення, дозволяє мати сприятливий термічний цикл, що позитивно відбивається не тільки на якості наплавленого шару, але на утворенні напружень і, відповідно, жолоблень в деталі. Це дуже важливо при напавленні високовуглецевих та легованих сталей, а також тонкостінних деталей. Формування єдиної ванни наплавленого металу по всій ширині зношеної поверхні дозволяє мати однорідний, за хімічним складом і властивостями, наплавлений шар після затвердіння.

При напавленні шарів великої ширини спосіб БАДШН дозволяє використовувати широкопоширені джерела живлення середньої та малої потужності без будь-яких модернізацій. Незначні тепловкладення по ширині наплавленого шару, що викликаються коливаннями, з одного боку, а з другого – імпульсним горінням дуги, дають можливість напавляти деталі невеликої товщини і діаметру.

В період розробки способу і технологічного процесу БАДШН на кафедрі проводились його дослідження.

В результаті досліджень розподілу струму між електродами і характеру горіння дуг на них, було виявлено імпульсний характер їх горіння. При чому, імпульсний характер горіння дуг несуттєво залежав від міжелектродної відстані. Це дозволило зробити висновок про існування єдиного електричного поля при способі БАДШН. Імпульсний характер горіння дуг дозволяє, на деяких режимах, економити до 20 і більше відсотків електроенергії. Важливе значення мали дослідження основних технологічних параметрів, таких як, наприклад, коефіцієнт наплавлення.

Експериментальні зразки напавлені способом БАДШН досліджувались мікро- і макроструктурним аналізом. Для них визначались твердість, мікротвердість, зносостійкість.

В деяких випадках експериментальні напавлені зразки були перевірені в реальних умовах роботи будівельних і гірничих машин. Таких як, ковші кар'єрних екскаваторів, кузови кар'єрних самоскидів, броня і лопаті бетонозмішувачів примусової дії та інші. При чому, попередньо визначався характер зношення цих деталей без напавлення. Це дало можливість зробити висновки про високу ефективність способу БАДШН.

Проведені дослідження визначили область застосування способу БАДШН і це – деталі (вузли) будівельних і гірничих машин з великою поверхнею зносу, при їх відновленні і зміцненні.

Всебічні дослідження процесу БАДШН дозволили отримати авторське свідоцтво на "Спосіб багатоелектродної напавки в об'єднану зварочну ванну".

Результати роботи були впроваджені на виробництві. Відносно гірничих машин, це: Розрізи "Междуреченский" і "Сибиргинский", автобаза "Сибиргинская" Кемеровської області (Росія). Для будівельних машин: завод ЗБВ ДБК-4 (деталі бетонозмішувачів,



бетоноформівних агрегатів), Криворізький ЕРМЗ (деталі ходової частини екскаваторів і бульдозерів: котки, натяжні колеса).

Для реалізації способу БАДШН були розроблені конструкції наплавочного устаткування з широким використанням обладнання, що серійно випускається. Найбільш характерним прикладом є заміна на наплавочних апаратах (АД-231, А-1416 і т.п.), одноелектродних наплавочних головок на багатоелектродні з використанням механізму подачі електродів. В разі необхідності можна використовувати розроблені багатоелектродні наплавочні головки з автоматичними приводами подачі і коливань.

На рисунках 1 і 2 представлений приклад модернізації наплавочної установки УД-239, яка була спроектована для наплавлення тіл обертання (котки). В результаті модернізації з'явилась можливість наплавляти плоскі деталі за рахунок спеціального стола, пересування деталей на якому відбувалося від приводу маніпулятора. Крім цього одноелектродна головка була замінена на багато електродну головку з коливанням електродів (до п'яти електродів).

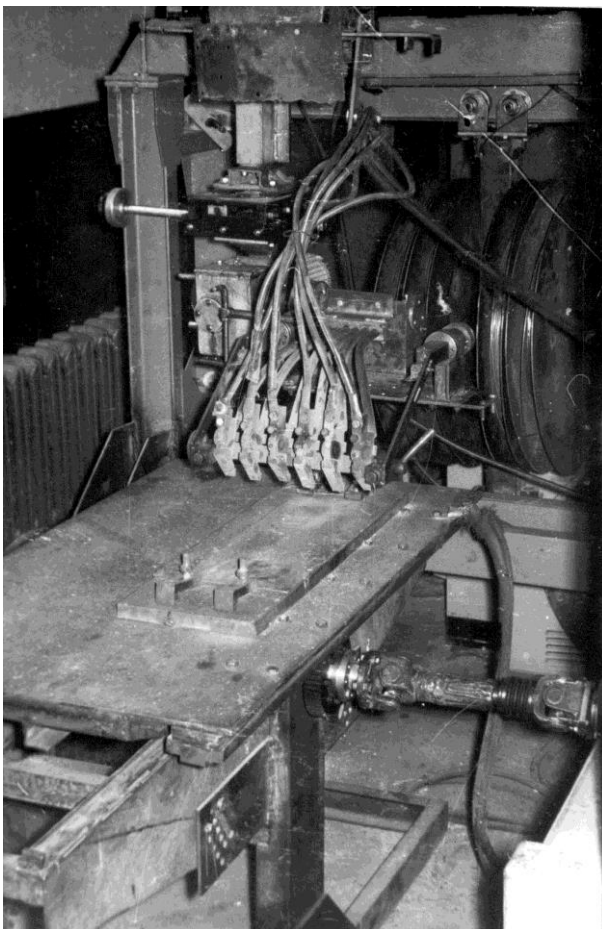


Рис. 1.

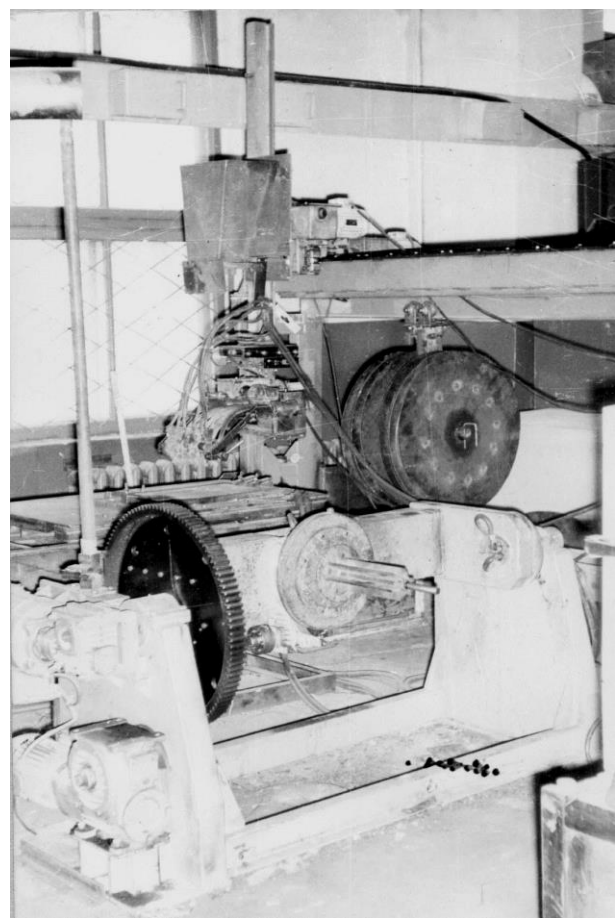


Рис. 2.

Конструкція цієї наплавочної головки розроблена і захищена авторським свідоцтвом (рис. 3). В даній конструкції коливання відбуваються за рахунок "паралелограмної рамки", що складається з двох підвісок і траверси, приєднаної до них шарнірно.

Пізніше була розроблена (разом з інститутом "УкрНДІ ПРОЕКТ"), і захищена, наступна конструкція багатоелектродної наплавочної головки, яка суттєво розширила можливості при наплавленні і дозволила позбавитись ускладнень при подачі дроту по гнучким шлангам. Наплавочна головка мала автономні приводи подачі та коливань і, відповідно, могла працювати автономно.

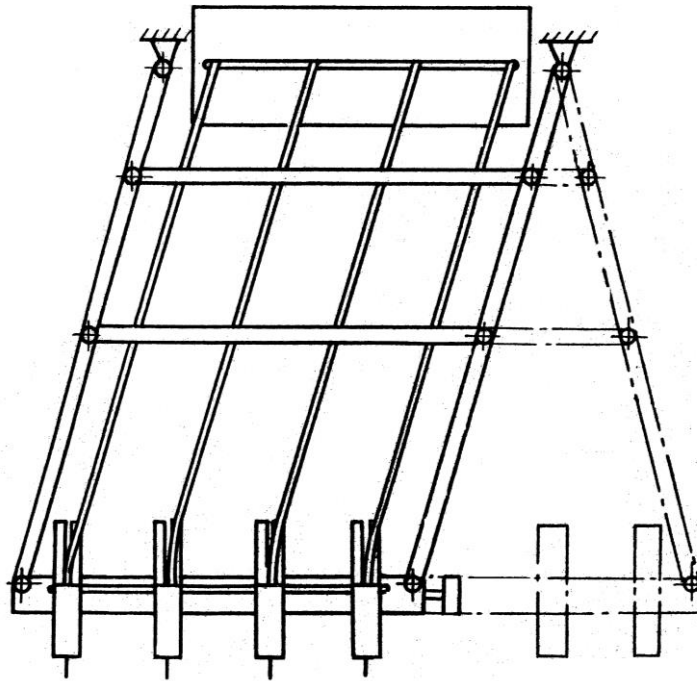


Рис. 3.

Зазначені та інші конструктивні розробки дозволяли ефективно реалізувати спосіб БАДШН для вищевказаних деталей.

Спосіб і технологічний процес БАДШН продовжує розроблятися в КНУБА.

*Основні праці:*

1. Добровольский А.Г., Лобков Я.Ю. и др. Многоэлектродная наплавочная головка с колебанием электродов// Тезисы доклада на респ. конф. Ташкент. – 1985.
2. Добровольский А.Г., Лобков Я.Ю. Повышение долговечности ковшей экскаваторов и кузовов самосвалов автоматической крузосостойкой многоэлектродной наплавкой// Тезисы доклада на II Всесоюзной конференции по механизации и автоматизации земляных работ в строительстве. – К. – 1986.
3. Добровольский А.Г., Лобков Я.Ю. и др. Прибор для определения абразивной износостойкости деталей// Проблемы трения и изнашивания. Республ. межвед. науч.-техн. сборник. – К.: Техніка. – 1988.
4. Лобков Я.Ю. Багатоелектродне дугове наплавлення броні та лопастей бетонозмішувача// Прогресивні технології і машини для виробництва стройматеріалів, изделий і конструкцій. Тезиси доповідей першої всеукраїнської науково-практичної конференції. – Полтава. – 1996.
5. Авторское свидетельство № 1455503 Способ многоэлектродной наплавки в общую сварочную ванну. Лобков Я.Ю. и др. – 1988.
6. Авторское свидетельство № 1251437 Устройство для многодуговой и многоэлектродной сварки (его варианты). Лобков Я.Ю. и др. – 1986.
7. Авторское свидетельство № 1391848 Устройство для многодуговой и многоэлектродной сварки. Лобков Я.Ю. и др. – 1988.
8. Лобков Я.Ю. Устаткування для широкошарового наплавлення деталей будівельних та гірничих машин// Техніка будівництва. – 2001. – № 10.

**КЛИМЕНКО Микола Олександрович, асистент**

Народився в 28 травня 1972 р. м. Києві.

В 1994 році закінчив КДТУБА за спеціальністю "інженер-механік".

1994-1997 – навчався в аспірантурі на кафедрі ЕРБМ КДТУБА.

З 1996 році працює на посаді наукового співробітника науково-дослідного сектору КНУБА.

З 1997 року – асистент кафедри.

Автором видано 12 наукових статей, 1 навчальний посібник

*Основні напрямки наукової діяльності:* дослідження робочих процесів змішувачів для перемішування будівельних розчинів та бетонів

УДК 693.542.523

## **ФІЗИКА ПРОЦЕСУ ПЕРЕМІШУВАННЯ ТА ОЦІНКА ЙОГО ЕФЕКТИВНОСТІ**

Для перемішування, як і для будь-якого іншого робочого процесу, надзвичайно важливим є встановлення достовірного критерію оцінки його ефективності. На сьогодні основним показником якості приготування будівельних розчинів та бетонних сумішей є міцність зразків-кубів на стискання [1]. Оцінку ефективності роботи змішувача проводять шляхом відбору від 2 до 6 зразків з 30 послідовних замісів. За результатами випробувань зразків на стискання розраховують коефіцієнт варіації міцності  $V_s$ , %. Незважаючи на те, що цей метод добре зарекомендував себе при розгляді всього технологічного циклу, проте він не дає можливості оцінювання безпосередньо роботи змішувального обладнання, оскільки на нього впливають багато інших факторів, таких як умови зберігання компонентів, точність дозування, умови транспортування, укладання, твердіння тощо.

Зважаючи на це, в багатьох дослідженнях запропоновано оцінювання якості приготування суміші за рівномірністю розподілу її компонентів. Як зазначається авторами [2, 3, 4], одночасно мають місце два процеси – перемішування, яке характеризується ступенем змішування  $C$ , та сепарація, що характеризується ступенем сепарації  $S$ . Існуючі методи кількісного опису процесу змішування ґрунтуються на статистичному аналізі. Для того, щоб оцінити якість змішування однією випадковою величиною, суміш умовно вважають двокомпонентною, тобто з неї виділяють будь-який компонент, який приймається основним, а усі останні об'єднуються у другий умовний компонент. По ступеню розподілу основного компонента в умовному оцінюють якість перемішування.

Коефіцієнт неоднорідності розподілення вихідних компонентів в об'ємі суміші править за критерій оцінки якості перемішування і в загальному випадку визначається рівнянням [2]

$$V_c = \frac{100}{c_0} \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (c_i - c_0)^2}, \quad (1)$$

де  $c_0$  – середньоквадратичне значення концентрації основного компонента в пробах;  
 $c_i$  - концентрація основного компонента в  $i$ -й пробі;  $n$  - кількість проб, що піддаються аналізу.



В роботах [3, 4] стверджується, що ступінь змішування і ступінь сепарації пов'язані співвідношенням

$$C = \frac{1}{S} \quad (2)$$

При цьому, для окремих процесів прийняті наступні закономірності

– для змішування  $\left(\frac{dS}{dx}\right)' = -K_1 S;$  (3)

– для сепарації  $\left(\frac{dS}{dx}\right)'' = -K_2(S_{\max} - S),$  (4)

де  $K_1, K_2$  – сталі, які залежать від природи і стану змішуваних матеріалів, конструкції та режиму роботи змішувача;  $S_{\max}$  – максимальний ступінь сепарації, який відповідає початку процесу перемішування.

Сукупний процес утворення суміші визначається як

$$S = S_{\max} \cdot \left[ \frac{K_2}{K_1 + K_2} + K_1 \cdot e^{-(K_1 + K_2)x} \right] \quad (5)$$

Як видно з останнього рівняння, процес змішування описується експоненційним законом, проте, навіть при нескінченній тривалості перемішування, суміш не стане ідеальною, оскільки ступінь сепарації асимптотично наближається до величини

$$S_{\max} \cdot \frac{K_2}{K_1 + K_2}.$$

Аналіз (1)–(5) вказує на відсутність таких впливових факторів, як конструкція робочих органів змішувача, режим його роботи, послідовності і місця завантаження компонентів, тривалості перемішування і т. ін. Крім того, вони не дають змоги оцінити ступінь активізації в'язучого.

Як бачимо, питання вибору нового узагальненого критерію оцінки якості перемішування, який би враховував міцність суміші, що затверділа, та її однорідність, залишається відкритим.

Метою даної роботи є розробка теоретичної бази для такого узагальненого критерію.

Якщо по аналогії із (2)–(5) ввести систему показників варіації міцності, то ми отримаємо інтегральний показник

$$\left(\frac{dC_V}{dt}\right)_1 = -k_1 C_V; \left(\frac{dC_V}{dt}\right)_2 = -k_2(C_{V\max} - C_V), \quad (6)$$

де  $k_1, k_2$  – коефіцієнти, які залежать від параметрів змішувача, технології та часу перемішування;  $C_V$  – коефіцієнт варіації міцності зразків-кубів;  $C_{V\max} = 100\%$  – найбільше значення варіації міцності, яке відповідає початку процесу перемішування ( $t=0$ ).

Сукупний процес утворення суміші, таким чином, може бути описаний рівнянням

$$\frac{dC_V}{dt} = -k_1 C_V + k_2(C_{V\max} - C_V). \quad (7)$$

При  $t \rightarrow \infty$  показник  $C_V$  відповідає найкращій якості суміші, що характеризується значенням  $C_{V\min}$ . Оскільки  $C_{V\min}$  не залежить від часу, повинна виконуватись умова, при якій співвідношення  $k_2(t)[k_1(t) + k_2(t)]^{-1}$  також не залежить від часу, тобто  $k_0 = k_1(t)/k_2(t) = const$ . Таким чином, враховуючи вихідні умови, рівняння (7) набуває

виду 
$$\ln \frac{C_V - C_{V\min}}{C_{V\max} - C_{V\min}} = -\int k(t) dt \quad (8)$$

або 
$$C_V = C_{V\min} + (C_{V\max} - C_{V\min}) \cdot \exp\left(-\int k(t) dt\right). \quad (9)$$

Як бачимо, питання дослідження якості перемішування переноситься в площину визначення інтеграла  $\int k(t)dt$  та його зв'язку із конструктивними параметрами змішувача, а формула (9) для визначення якості суміші відбиває вплив основних конструктивних і технологічних факторів, таких як максимальний діаметр, кути встановлення лопатей, коефіцієнт завантаження тощо.

Як бачимо з (1), в більшості випадків ступінь сепарації залежить від числа проб та числа розглядуваних компонентів. Для характеристики розподілу одного компонента в [5] пропонується формула

$$S = \sum_{i=1}^k \frac{|n_i - n_0|}{k \cdot n_0}, \quad (10)$$

де  $n_i$  – концентрація часток компонента в  $i$ -й пробі;  $n_0$  – середня концентрація часток компонента в суміші;  $k$  – кількість проб.

Вважається, що в кожній точці об'єму концентрація різна і залежить від просторової координати  $X$ . Якщо в точці  $X_1$  концентрація часток  $n_1$ , то в точці  $X_2$  вона  $n_1 \pm \Delta n$ . Вводиться поняття градієнта концентрації – відношення  $\Delta n / \Delta X$ , яке характеризує швидкість зміни концентрації. Виникає потік суміші від місць із більшою концентрацією до місць з меншою. Потік буде тим більшим, чим більший градієнт концентрації.

При дії в напрямку  $X$  постійної сили  $P$  потік суміші, що проходить через площадку  $\Delta F$  в напрямку додатних координат за час  $dt$

$$\Delta N_+ = \frac{1}{6} n_2 \cdot \bar{c} \cdot \Delta F \cdot dt + n_2 \cdot c_p \cdot \Delta F \cdot dt, \quad (11)$$

а в напрямку від'ємних координат

$$\Delta N_- = \frac{1}{6} n_1 \cdot \bar{c} \cdot \Delta F \cdot dt + n_1 \cdot c_p \cdot \Delta F \cdot dt, \quad (12)$$

де  $\bar{c}$  – середня швидкість хаотичного руху часток суміші;  $c_p$  – середня швидкість часток під дією зовнішніх сил (відцентрова, тяжіння, т. ін.).

Тоді сумарний потік часток, що проходять через елементарну площадку за одиницю часу

$$\Delta N = \Delta N_+ - \Delta N_- = \frac{1}{6} \Delta F \cdot dt \left[ (n_1 - n_2) \cdot \bar{c} - 12 \frac{n_1 + n_2}{2} \cdot c_p \right], \quad (13)$$

а ступінь сепарації визначається залежністю

$$S = 6 \frac{c_p}{\bar{c}} + \left( S_{\max} - 6 \frac{c_p}{\bar{c}} \right) \cdot e^{-\frac{\Delta F \cdot \bar{c} \cdot t}{3}}. \quad (14)$$

Припускаючи, що весь об'єм змішувача  $V$  розділений на  $n$  малих рівних об'ємів  $v$  таким чином, що  $V = n \cdot v$ , визначимо вірогідність знаходження частинки даного компонента в об'ємі  $\frac{v}{V} = \frac{1}{n}$

Вірогідність, що в даному об'ємі знаходиться визначене число частинок даного компонента, може бути знайдена за законом множення вірогідностей

$$W = (2TN)^{-(n-1)/2} n^{n/2} \exp \left[ - \left( \sum_{i=1}^n \left( a_i + \frac{1}{2} \right) \cdot \ln \frac{n \cdot a_i}{N} \right) \right] \quad (16)$$

де  $N$  – загальне число частинок даного компонента в змішувачі;  $T$  – час перемішування;  $a_i$  – характер розподілу часток даного компонента по елементарних об'ємах  $v_i$ .

Приймаючи, що кількість часток даного компонента в елементарному об'ємі  $v_i$  відрізняється від середнього значення  $N/n$  на величину  $\delta_i$ , отримують  $a_i = N/n + \delta_i$ , а рівняння (16) набуває виду



$$W = (2TN)^{-(n-1)/2} n^{n/2} \exp \left[ - \left( \sum_{i=1}^n \delta_i + \frac{1}{2} \frac{n}{N} \sum_{i=1}^n \delta_i^2 - \frac{1}{6} \left( \frac{n}{N} \right)^2 \sum_{i=1}^n \delta_i^3 + \dots \right) \right] \quad (17)$$

При  $\delta_i = 0$   $a_i = N/n$ , показник експоненційної функції отримує свого мінімального значення, рівного 0, а вірогідність  $W$  досягає максимуму. При  $\delta_i$  порядку  $N/n$ , усі члени (17), крім першого, будуть великими, отже показник експоненційної функції буде великим від'ємним числом, а вірогідність  $W$  стає мінімальною.

Таким чином, розглядаючи характер розподілення складових суміші в змішувачі на основі використання методів математичної статистики та теорії ймовірності, можна стверджувати, що при правильній технології приготування бетонної суміші вихідне розташування компонентів може вплинути тільки на тривалість процесу перемішування. Рівняння (9), (14), (17) дають змогу урахування більшості конструктивних і технологічних характеристик змішувального обладнання, хоча і потребують виконання значної кількості експериментальних досліджень в кожному конкретному випадку.

#### *Список літератури:*

1. ГОСТ 10180-90 Бетоны. Методы определения прочности по контрольным образцам. – М.: Изд-во стандартов. – 22с.
2. Мартынов В.Д., Алешин Н.И., Морозов Б.П. Строительные машины и монтажное оборудование. – М.: Машиностроение, 1990. – 352 с.
3. Бунин М.В., Глушко И.М., Ильин А.Г. Структура и механические свойства дорожных цементных бетонов. – Харьков: ХГУ, 1968. – 199 с.
4. Бунин М.В. О закономерностях процессов смесеобразования// Автоматизация и усовершенствование процессов приготовления, укладки и уплотнения бетонных смесей. – М.: Стройиздат, 1964. – С. 72-79.
5. Сапелин Н.А. Исследование скоростных параметров работы роторных смесителей. Дис. канд. техн. наук. – Харьков: ХИСИ, 1980.

#### *Основні праці:*

1. Клименко М.О., Назаренко І.І. Моделювання руху суміші в барабані гравітаційних бетонозмішувачів// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - 2001. -Вип.57. - С.89-92.
2. Клименко М.О., Назаренко І.І. Дослідження руху суміші в барабані гравітаційних бетонозмішувачів// Науково–практичні проблеми моделювання та прогнозування надзвичайних ситуацій: Збірник наукових статей, Вип. 5 – К.: МНС України, КНУБА, 2001. - С.29-33.
3. Клименко М.О., Назаренко І.І. До вибору типу бетонозмішувачів та призначення їх об'ємів// Техніка будівництва. -2001. -№9. - С.59-64.
4. Клименко М.О. Дослідження характеру розподілу сипких матеріалів та будівельних сумішей в поперечному перерізі барабана гравітаційного бетонозмішувача// Техніка будівництва. -2001. -№10. - С.24-27.
5. Клименко М.О., Назаренко І.І. До визначення характеру руху будівельних сумішей в барабані гравітаційних бетонозмішувачів// Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету: Наукові праці КДПУ. – Кременчук: КДПУ, 2002. – Вип. 3(14). - С.77-79.
6. Назаренко І.І., Клименко М.О. Теоретичне та експериментальне дослідження руху матеріалу в гладкому обертовому барабані// Техніка будівництва. -2002. -№12. - С.35-42.



**КОСМИНСЬКИЙ Ігор Владленович, асистент**

Народився в 5 лютого 1971 р. м. Києві.

В 1997 році закінчив КДТУБА за спеціальністю інженер-механік. 1988-1991 – працює в інституті "Київоргбуд".

З 1991 року працює в КНУБА на кафедрі ЕРБМ (нині МОТП) інженером, зав. лабораторією. З 1999 р. – асистент кафедри МОТП.

Автором видано 4 статті, 1 свідоцтво про винахід

*Основні напрямки наукової діяльності:* дослідження вібраційного ущільнення будівельних сумішей із використанням довантажувачів

## **ДОВАНТАЖУВАЧІ В ТЕХНОЛОГІЇ БЕТОНУ**

**Актуальність роботи.** Підвищення ефективності виробництва та якості бетону, що випускається, зокрема, отримання швидкотвердуючих та економічних бетонів є важливою техніко-економічною проблемою технології будівництва будинків та промислових споруд, що пов'язано з використанням щільних бетонів з низьким водоцементним відношенням та невеликими витратами в'язучого. Разом з тим використання жорстких бетонних сумішей викликає технологічні труднощі, зв'язані з необхідністю їх швидкого та високоякісного ущільнення. Тому виникає необхідність удосконалення обладнання для ущільнення, методів підпору та оптимальних режимів ущільнення, що буде мати позитивний вплив на економію матеріалів та якість і вартість продукції.

Розв'язання цієї проблеми можна досягнути за допомогою використання довантажувачів. На сьогодні накопичений чималий досвід використання довантажувачів на підприємствах по виробництву будівельних матеріалів. Але з аналізу літератури можна зробити висновок про практичну відсутність обґрунтованих рекомендацій по вибору типу довантажувача, а також про існуючі суттєві протиріччя щодо визначення величин привантаження. Пояснити це можна відсутністю інженерної методики розрахунку, в основу якої повинні бути покладені адекватні математичні моделі, які відтворюють динаміку системи "робочий орган – середовище – довантажувач".

Відсутність науково обґрунтованих рекомендацій по вибору типу та величини довантаження не дозволяє визначити оптимальний режим вібрування та в повній мірі використати ефект довантажувача. Тому пошук теоретичного розв'язку задачі оптимізації режимів формування виробів з застосуванням довантажувача є актуальною проблемою.

Задача вирішена на основі методу запропонованого в роботі [2]. Суть методу полягає в тому, що загальна дискретно-континуальна схема "машина - середовище" може бути зведена до дискретної з урахуванням хвильових явищ в бетонній суміші. Оскільки бетонна суміш є елементом, що пов'язує між собою віброплощадку та довантажувач, то в розрахунковій схемі може бути репрезентована, як система з дискретними так і з континуальними, тобто можливі дві розрахункові схеми.

Обидві розрахункові схеми можуть достовірно моделювати коливання системи "віброплощадка – бетонна суміш – довантажувач" в кожному окремому випадку. Вибір тієї чи іншої схеми розрахунку середовища повинен ґрунтуватися на конкретних умовах формування, що враховують, як параметри віброплощадки і довантажувача, так і властивості суміші і розміри виробу, що формується.

Розглянемо модель коли бетонна суміш репрезентована з розподіленими параметрами

Хвильове рівняння руху суміші може бути представлено у вигляді [2] :

$$c^2(1+\gamma)\frac{\partial^2 x}{\partial z^2} = \frac{\partial^2 x}{\partial t^2}, \quad (1)$$

де  $c$  – швидкість розповсюдження коливань;  $\frac{\partial^2 x}{\partial z^2}$  – друга похідна переміщення за

координатою  $z$ ;  $\frac{\partial^2 x}{\partial t^2}$  – прискорення елементарного шару.

Знайшовши часткове розв'язання рівняння (1) та після алгебраїчних перетворень, отримаємо загальний розв'язок диференційного рівняння для системи "віброплощадка – бетонна суміш – довантажувач":

$$x_{(z,t)} = A_1 e^{\alpha z + i(\beta z - \omega t)} + A_2 e^{-\alpha z - i(\beta z + \omega t)}, \quad (2)$$

де  $\alpha = \frac{\omega}{c} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}-1}{2(1+\gamma^2)}}$  – коефіцієнт згасання хвиль, що розповсюджуються в шарі;

$\beta = \frac{\omega}{c} \sqrt{\frac{\sqrt{1+\gamma^2}+1}{2(1+\gamma^2)}}$  – коефіцієнт, що впливає на довжину хвилі.

Знайдемо сталі інтегрування, знаючі граничні умови на кінцях стовпа, що піддається вібрації ( $z=0$ ,  $z=h$ ):

$$A_1 = -\frac{F_0(c_{np} - m_{np}\omega^2 + \mu)e^{-\varphi} + F_{np}(c_e - m_e\omega^2 - \mu)}{\Delta}$$

$$A_2 = \frac{F_0(c_{np} - m_{np}\omega^2 - \mu)e^{-\varphi} - F_{np}(c_e - m_e\omega^2 + \mu)}{\Delta}, \quad (3)$$

де  $\Delta = 2\mu \left\{ (c_e - m_e\omega^2) \left[ (c_{np} - m_{np}\omega^2) \frac{Sh\varphi}{\mu} - ch\varphi \right] - (c_{np} - m_{np}\omega^2) ch\varphi + \mu Sh\varphi \right\}$  – визначник

системи;  $S$  – площа поздовжнього перерізу стовпа бетонної суміші;  $h$  – товщина шару суміші, що формується.

Підставивши значення інтегрування (2) до (3) отримаємо розв'язок диференційного рівняння, що описує динаміку системи "віброплощадка – бетонна суміш – довантажувач":

$$x_{(z,t)} = 2e^{i\omega t} \left\{ F_0 \left[ (c_{np} - m_{np}\omega^2) Sh\varphi_2 - \mu ch\varphi_2 \right] + F_{np} \left[ (c_e - m_e\omega^2) Sh\varphi_1 - \mu ch\varphi_1 \right] \right\} \quad (4)$$

де  $\varphi_2 = (h-z)(\alpha + i\beta)$ ,  $\varphi_1 = (\alpha + i\beta)z$ .

Вираз (4) дозволяє знаходити розподілення амплітуд зміщення за висотою виробу, що формується, на віброплощадках з різними типами довантажувачів. (Підставивши до формули  $F_{np} = 0$ , матимемо вираз для пневматичного довантажувача; при  $F_{np} = 0$  і  $c_{np} = 0$  – для гравітаційного.)

В основі розв'язання задачі покладено принцип визначення фізичної та математичної моделі [1], теоретичні дослідження системи "віброплощадка – бетонна суміш – довантажувач" [3] та експериментальні дослідження результати яких наведено в роботі [5].

Методикою експериментальних досліджень [3] передбачено визначити вплив середовища та ґрунтуючись на цьому дати оцінку технологічної ефективності використання довантажувачів [3].

На рис. 1 подано криві зміни амплітуди коливань віброплощадки в залежності від висоти завантаження форми сумішшю ( $h=0,1\dots0,5$  м) при різних величинах привантаження та без нього.

За відсутності привантаження з збільшенням стовпа бетонної суміші амплітуда віброплощадки зменшується та приймає мінімальне значення  $x_0 = 0,18$  мм, коли висота 0,2 м. Подальше збільшення висоти суміші у формі викликає зріст амплітуди робочого органу машини та при висоті 0,3 м досягає  $x_0 = 0,44$  мм, що перевищує амплітуду не завантаженої віброплощадки в кілька разів. Збільшення висоти бетонної суміші більше 0,3 м призведе до зменшення амплітуди коливань.

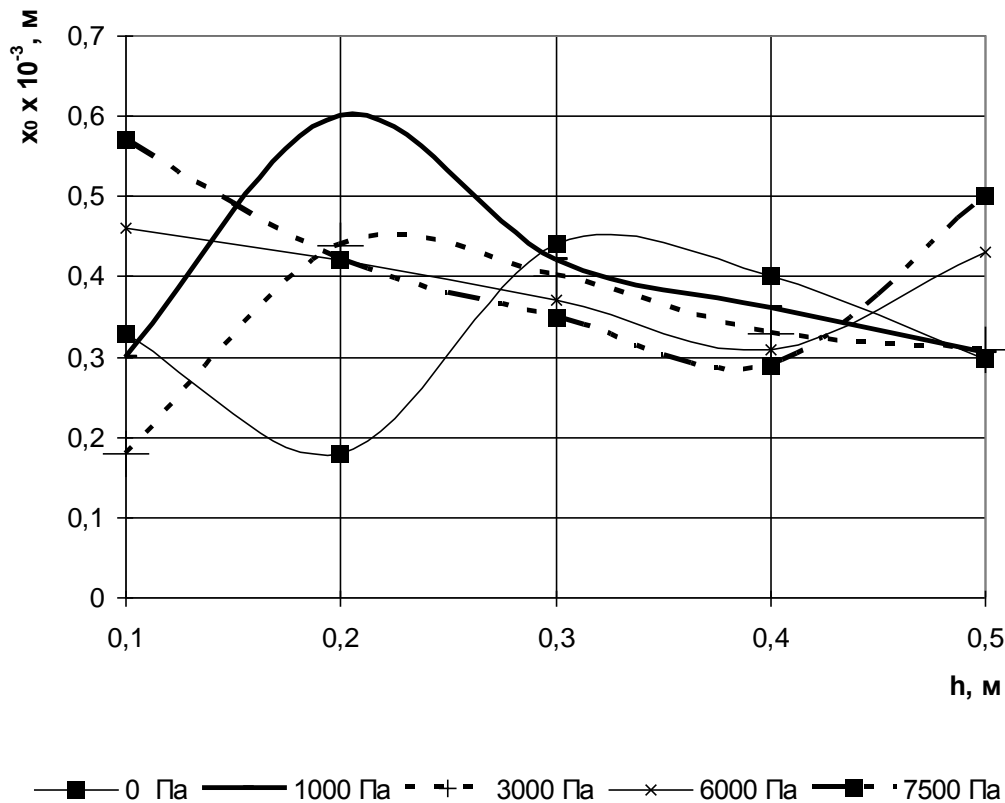


Рис. 1. Залежність амплітуди коливань віброплощинки від стовпа бетонної суміші при різних значеннях тиску

Зміна амплітуди віброплощинки за наявності привантажувача має інший характер, що багато в чому залежить також від його величини. Якщо  $\sigma = 0$  Па та  $h = 0,2$  м амплітуда має мінімум, то при  $\sigma = 1000$  Па на тій же висоті – максимум.

Отже, амплітуда робочого органу віброплощинки змінюється та приймає, як мінімальні так і максимальні значення при зміні висоти суміші та величини привантажувача. Останнє можна пояснити резонансом системи "віброплощинка – бетонна суміш – привантажувач".

Характер зміни амплітуди зміщення віброплощинки та привантажувача для кожної висоти виробу, що формується різний. На висотах 0,3 та 0,4 м амплітуда привантажувача і віброплощинки зі зростом величини привантаження швидко зменшується. Для інших висот (0,1; 0,2; 0,5 м) залежності змін параметрів носять більш складний характер.

Висновки:

Проведені експериментальні дослідження та їх аналіз підтверджують достатньо аргументовану математичну модель [3].

Встановлено, що привантажувач значно впливає на динаміку віброплощинки.

Отримані результати є основою для розробки схеми керування роботою віброплощинки в необхідному режимі за рахунок підбору величини привантаження.

*Основні праці:*

1. Косминський І.В. Теоретичні дослідження динаміки привантажувача// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - 2000. - №55. - С.84-90.
2. Назаренко І.І., Косминський І.В. Аналіз руху динамічної системи: "віброустановка – бетонна суміш – привантажувач"// Техніка будівництва. – 2001. - №10. – С.16-20.
3. Косминський І.В. Дослідження впливу привантажа на динаміку віброплощинки// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 1999. - №54. – С.30-33.

**БАСАРАБ Володимир Аксенійович, інженер**

Народився 28 липня 1973 року в місті Тальне Черкаської області.

В 1998 році закінчив Київський національний університет будівництва та архітектури. В цьому ж році вступив до аспірантури на кафедрі МОТП, яку закінчив в 2001 році.

З 1998 по 2001 рік працював на посаді механіка паросилового цеха ЗЖБК-1.

З листопада 2002 року – на посаді завідуючого лабораторією кафедри МОТП.

Автором опубліковано 3 наукових статті

*Основні напрямки наукової діяльності:* експериментальне дослідження електромагнітної ударно-вібраційної площадки

## ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВЗАЄМОДІЇ СЕРЕДОВИЩА З РОБОЧИМ ОРГАНОМ ЕЛЕКТРОМАГНІТНОЇ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОЇ ПЛОЩАДКИ

**Актуальність роботи:** При проектуванні вібраційних машин для виробництва залізобетонних виробів постає задача врахування реакції середовища на рух робочого органу вібромашини, зокрема ця задача має актуальність при проектуванні складних нелінійних вібромашин (полігармонічних, ударно-вібраційних, автоколивальних та ін.). Найбільш характерним навантаженням на основі якого розраховують вищезгадані вібромашини є величина тиску бетонної суміші. Методи вимірювань та суміші, що використовувались до теперішнього часу, дозволяли фіксувати лише статичну складову тиску на стінки форм. Динамічна складова, яка в деяких випадках може виявитись переважною, в відомих нам експериментальних роботах практично не вивчалась. Дана робота присвячена дослідженню електромагнітної ударно-вібраційної площадки, ефективність якої підтверджена в роботах к.т.н., доцента Баранова Ю.О.

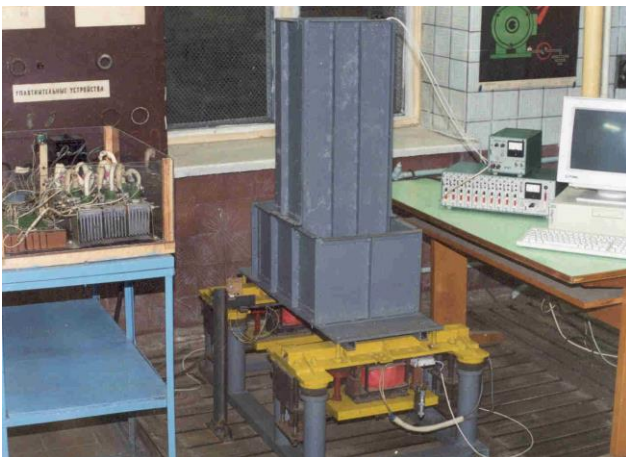


Рис. 1. Дослідно-експериментальний стенд

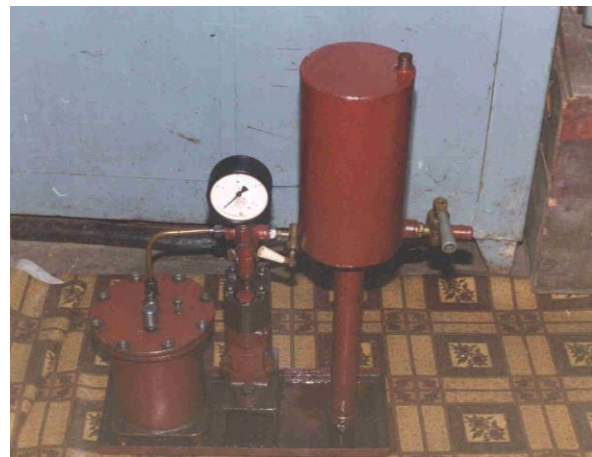


Рис. 2. Тарувальний пристрій



**Шляхи розв'язання задачі:** На сьогоднішній день існує багато праць присвячених дослідженню впливу середовища на вібраційну машину. В основному ці роботи присвячені дослідженню вібромашин з гармонічним режимом руху. Вплив середовища на динаміку автоколивальної ударно-вібраційної системи з електромагнітним приводом не вивчався. Для розв'язання цієї задачі був створений дослідно-експериментальний комплекс який складається з електромагнітної ударно-вібраційної установки та апаратури прийому і обробки сигналу (рис. 1). Для дослідження хвильових явищ (вимірювання тиску) в бетонній суміші використовуються датчики тиску (мездози) конструкції ЦНДІБК з гідроперетворювачем (рис. 3), ефективність яких підтверджують як статичні так і динамічні випробування. Для перетворення механічного сигналу в електричний в мездозі ЦНДІБК використовується мембранний тензорезистор, виконаний по півмостовій схемі, але півмостова схема не дає достатньої чутливості для даного типу вимірювань, тому була використана мостова схема (міст Уітстона). Для цього в екранованому та заземленому корпусі додатково приєднувалися два резистори з номінальними значеннями опорів підібраними за тензорезисторами. Тарування мездоз здійснюється за допомогою спеціального тарувального пристрою (рис. 2).

Вимірювання амплітуди робочого органу та ударника здійснюється тензометричним способом, тобто за допомогою пластини з наклеєними тензорезисторами з'єднаними по півмостовій схемі (рис. 4). Швидкість руху робочого органу фіксують за допомогою магнітоелектричного датчика швидкості. Запис переміщення шарів суміші здійснювався за допомогою нестандартних датчиків які представляють собою консольні пластинки розміром  $(B \times L \times \delta) = 20 \times 170 \times 0,8$  мм. Чутливими елементами датчиків є тензорезистори, з'єднані по півмостовій схемі. Для уникнення потрапляння вологи чутливі елементи датчиків та з'єднання кабелів герметизувалися за допомогою силікону в спеціальному корпусі.



Рис. 3. Мездоза конструкції ЦНДІБК

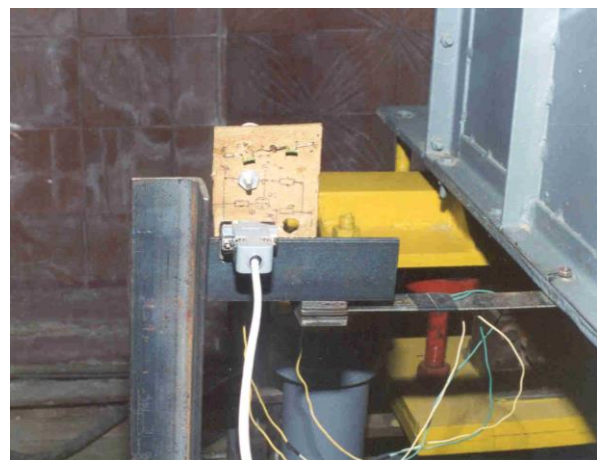


Рис. 4. Датчик переміщення робочого органу

При роботі віброплощадки сигнали від тензодатчиків підсилюються за допомогою тензостанції (тензостанція має гальванічно-розв'язану схему підключення каналів), далі сигнал поступає на вхід аналого-цифрового перетворювача (АЦП). АЦП за спеціальною програмою проводить зчитування аналогового сигналу, перетворення сигналу в числовий код і побудову графіків на екрані ЕОМ. Паралельно відбувається запис даних на жорсткий диск ЕОМ для їх подальшої обробки. Модуль АЦП дозволяє змінювати коефіцієнт підсилення сигналу як апаратно ( $K_n = 1; 10; 200; 1000$ ) так і програмно. Також в залежності від швидкості (частоти) процесів, що досліджуються ми можемо програмно змінювати швидкість запису даних. Програмне забезпечення розроблене асистентом Клименком М.О на мові програмування TURBO-PASCAL версії 7.0.

Оцінка реакції середовища на рух робочого органу віброплощадки зводиться до визначення параметрів напружено-деформованого стану середовища. В цьому напрямку



відома робота професора Назаренка І.І. Для складання математичної моделі пропонується метод, згідно якого робоче середовище в процесі коливань враховується в рівняннях руху робочих органів машин за допомогою контактної сили, яка називається реакцією середовища.

Структурна формула реакції містить дві компоненти, одна з яких характеризує здатність накопичувати енергію, що переходить з однієї форми в іншу (реактивний опір), а інша – розсіювання енергії (активний опір).

Рівняння руху вібраційної системи "машина-середовище" створюються відповідним поєднанням активного і реактивного опорів машини та середовища, визначаючи таким чином загальний опір, для аналізу якого застосовується метод векторних діаграм та метод редукції. Ідея метода полягає в наступному: при відомих парціальних частотах шарів суміші складна змішана динамічна система приводиться до системи з кінцевим числом ступіней вільності, що реалізується для будь яких умов взаємодії вібраційної машини з середовищем.

В нашому випадку для розв'язання задач досліджень був застосований метод динамічної петлі гістерезису та метод згасаючих коливань. Отримавши експериментальні дані ми маємо можливість побудови фізичної та математичної моделі середовища для оцінки його впливу на динаміку руху віброплощадки.

Попередні дослід з бетонною сумішшю показали високу ефективність дослідної апаратури. Висока швидкість запису даних дає можливість не лише фіксувати характер зміни параметрів процесу ущільнення (переміщення, швидкість, тиск) але й фіксувати характер розвитку напружень та деформацій за період руху робочого органу або за час удару (що має суттєве значення для ударно-вібраційної технології).

З отриманих даних можна зробити висновок про правомірність використання апаратури даного типу для дослідження високошвидкісних динамічних процесів обробки середовища.

#### *Основні праці:*

1. Баранов Ю.О., Клименко М.О., Басараб В.А. Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки// Техніка будівництва. - 2002. - №11. - С.24-28.
2. Баранов Ю.О., Басараб В.А. Моделювання реакції середовища на рух робочого органу віброударної площадки// Техніка будівництва. - 2001. - №9. - С.41-44.
3. Басараб В.А. Вимірювання тиску в бетонній суміші// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. - 2000. - №55. - С.77-79.



**КОРНІЙЧУК Борис Валерійович, асистент**

Народився 30 січня 1977 р.

Після закінчення в 1999 році Київського державного технічного університету будівництва і архітектури за спеціальністю "Будівельні машини і обладнання" був направлений на роботу до КБ інституту електрозварювання ім. Патона, де працював на посаді інженера.

З листопада 1999 року поступив до аспірантури Київського національного університету будівництва і архітектури на кафедрі ЕРБМ, яку закінчив в 2002 році і був направлений на кафедру основ професійного навчання (ОПН) завідувачем лабораторії. З червня 2003 року – асистент кафедри ОПН.

Автором опубліковано 7 друкованих праць. З них: 4 авторські свідоцтва, 3 наукові статті.

*Основні напрямки наукової діяльності:* дослідження роботи ударно-вібраційних ущільнюючих машин з електромагнітним приводом

УДК 666.9.033

## **ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНИХ МАШИН З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ**

Підвищення ефективності роботи ударно-вібраційних машин з електромагнітним приводом можливе за рахунок інтенсифікації передачі енергії від робочого органа на середовище.

Назва науково роботи сформульована на основі оцінки існуючих досліджень реалізації ударно-вібраційних режимів. Відомо, що ударно-вібраційний режим в загальному вигляді є більш ефективним ніж звичайний гармонійний завдяки розвитку значних прискорень, які передаються від робочого органа на середовище. В основному цей режим розглядається всіма дослідниками, як такий, що має одну основну частоту коливань, хоча відомо що при реалізації удару окрім основної існує декілька гармонік, частота яких відмінна від основної. Виходячи з цього, була висунута ідея створити машину, яка могла би примусово реалізувати багато частотний спектр коливань.

Оцінка існуючих конструктивних параметрів машин для ущільнення бетонних сумішей із змінним режимом коливань привела до розробки та дослідження ударно-вібраційної установки з електромагнітним приводом та з підвищеною ефективністю передачі енергії від робочого органу до середовища.

Для досягнення означеної мети необхідно розв'язати наступні задачі. Розробити математичну модель тримасової ударно-вібраційної системи з електромагнітною вимушуючою силою. Провести аналітичне дослідження динаміки електромагнітної установки. Розробити умови роботи вібросистеми які забезпечують стабілізацію режиму коливань. Створити методику інженерного розрахунку параметрів вібромашини.

Виходячи із задач в роботі проводилась оцінка машин тільки із змінним режимом роботи. А саме. Оцінювались машини із зміною в часі вібрації та удару. Із зміною частоти за допомогою варіатора (Дніпропетровського державного Університету). Розглядалась

різночастотна віброплощадка (за допомогою складного редуктора та встановлення додаткових дебалансів); віброплощадка з поліфазним впливом на виріб, що формується; двомасова схема з електромагнітним приводом в якій реалізується складний рух.

На основі конструкцій цих машин було розглянуто основні критерії: коефіцієнт прискорення, коефіцієнт вимушеної сили, коефіцієнт потужності, коефіцієнт жорсткості.

Оцінюючи параметри і конструкції можна зробити загальний висновок. За конструктивними ознаками найбільш надійною є машина з електромагнітними приводами коливань. Беручи за основу електромагнітний привід була створена установка (рис. 1).

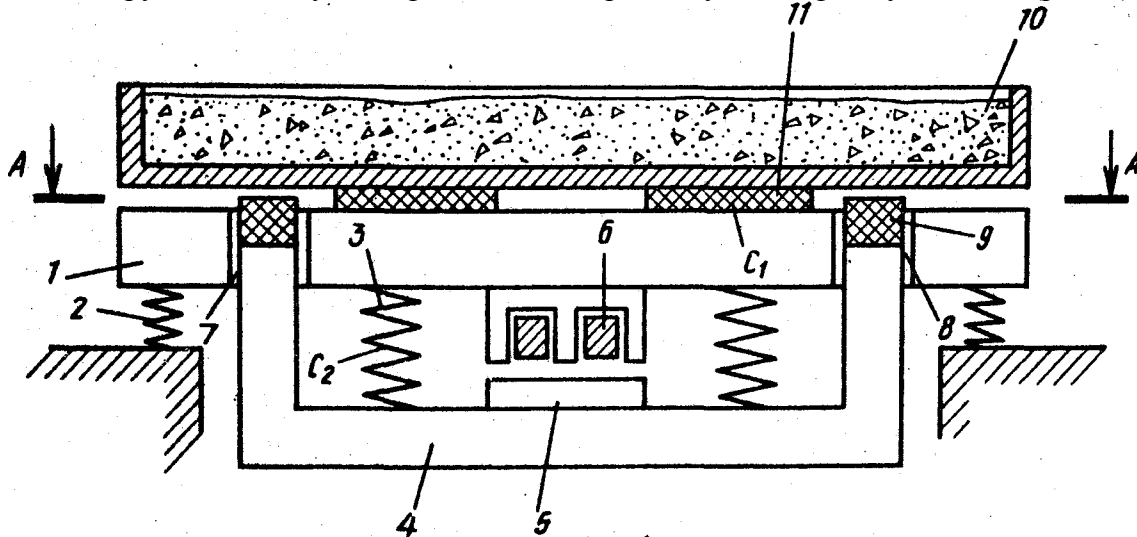


Рис. 1.

Вона являє собою тримасову автоколивальну систему, яка працює наступним чином: на буферні елементи 7, які закріплені на рухомій рамі 1, встановлюють форму з бетонною сумішшю 8 та подають на електромагнітний віброзбудник 5 пульсуючий струм, який створює взаємне переміщення в протифазі якоря і статора електромагніта, що в свою чергу обумовлює протифазне коливання рухомої рами 1 і ударника 4 який проходить через вікна 6 і буферними елементами 7 наносить періодичні удари по дну форми з бетонною сумішшю 8. Сама установка встановлюється на фундамент через амортизатори 2 які розраховуються із умови віброізоляції.

Для обґрунтування фізичної та математичної моделі були прийняті наступні припущення та передумови:

- 1 пружні елементи зв'язків і обмежників коливань приймаються лінійними і розраховуються відповідно до закону Гука.
- 2 Непружні характеристики елементів конструкцій машин приймаються за рахунок гіпотези тертя (Кельвіна-Фойда)
- 3 Бетонна суміш в рівняннях руху враховується за методикою Назаренка через контактну силу.

На основі цього було розглянуто фізичну модель системи: було складено систему трьох рівнянь у відповідності до руху моделі. Ці рівняння в своєму рішенні мають дуже складний процес рух мас і сьогодні практично завершується створення програми розрахунку цих рівнянь за допомогою ЕОМ.

Із невирішених задач це:

- доробити розрахунок рівнянь за допомогою ЕОМ.
- проаналізувати отримані результати і зробити перевірочний експеримент на діючій електромагнітній установці.
- скорегувати методику розрахунку таких машин.



---

*Основні праці:*

1. Динаміка поліфазного вібромайданчика// Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. – 2000. – №56. – С.16-18.
2. Динаміка електромагнітної віброударної установки з інтенсифікованою передачею енергії до оброблювального середовища// Збірник наукових праць "Галузеве машинобудівництво, будівництво". – Полтава: Полтавський технічний університет ім. Ю. Кондратюка. – 2000. – №6.
3. Методика досліджень динаміки трьохмасової електромагнітної установки// Техніка будівництва. – 2002. – №11. – С.29-31.
4. Деклараційний патент на винахід В28В1/08 № 43553 А "Віброударна площадка для ущільнення бетонної суміші", 2001.
5. Деклараційний патент на винахід Н02J7/10 № 50556 А "Автоматичний зарядний пристрій з індикацією заряду акумулятора", 2002.
6. Деклараційний патент на винахід В28В1/08 № 52221 А "Віброударна площадка для ущільнення бетонної суміші", 2002.
7. Деклараційний патент на винахід В28В1/08 № 53931 А "Ущільнююча установка з пристроєм, що застосовується для додаткової дії тиском на поверхню виробу, що формується", 2003.



## ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

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

*Наукове видання*

# **ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал

Випуск 13

Підписано до друку

Умовн. друк. арк. 12.04

Формат 60×84 1/8

Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк різогр.

Тираж 200. Зам. №

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