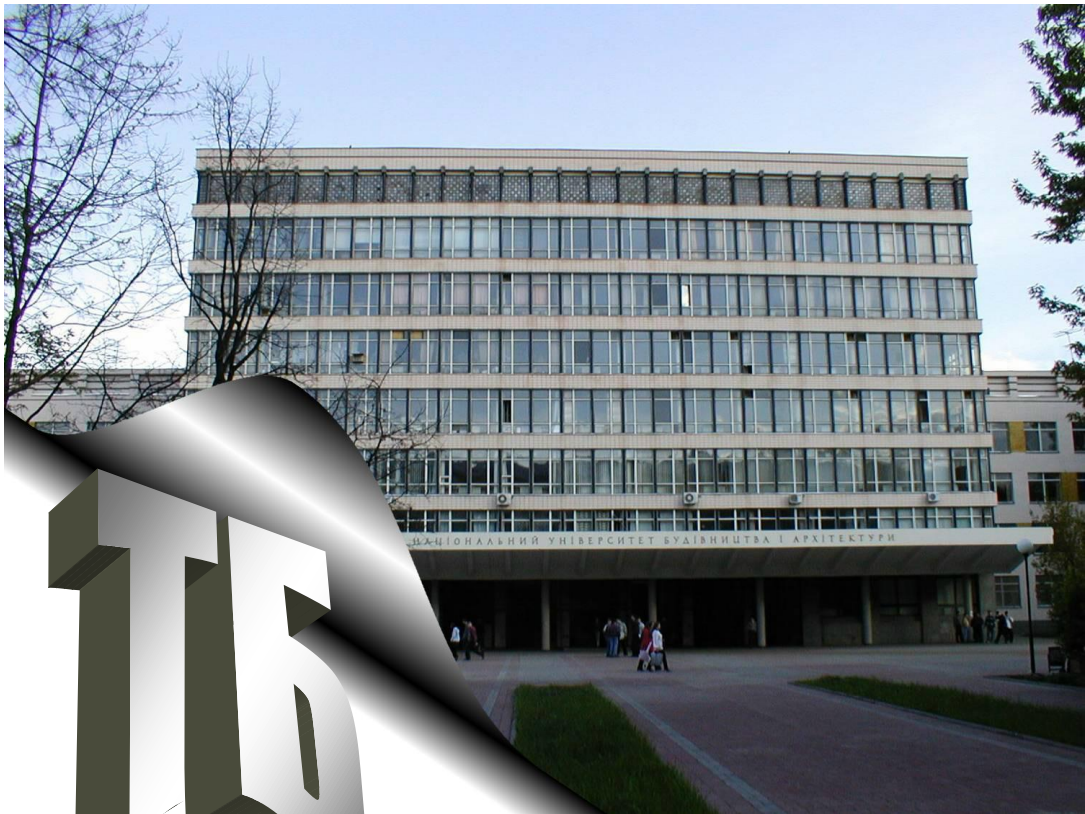


# Техніка Будівництва



**21, 2008**



# *Техніка Будівництва*



**Науково-технічний журнал**

**№21, 2008**

УДК 623.413:625.7:69.002

**ТЕХНІКА  
БУДІВНИЦТВА**

Науково-технічний журнал  
21 '2008

Видається з 1997р. двічі на рік

Свідоцтво про державну реєстрацію КВ №1250 від 17.02.95 р.

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

**Редакційна колегія:**

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

Рекомендовано до друку Вченою радою  
Київського національного університету будівництва і архітектури  
Протокол № 29 від 23.11.2007 р.

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

Мова видання: українська і російська

© Техніка будівництва, 2008

## ЗМІСТ

### Техніка для земляних та дорожніх робіт

Горбатюк Є.В., Шевченко Т.В. Аналіз тенденцій розвитку розпушуючих агрегатів.....	5
Пелевін Л.Є., Пристайло М.О. Динаміка ножа (деформатора) з лідируючою ріжучою кромкою при статичному різанні.....	11
Шевченко Я.В. Аналіз роботи модернізованої системи масштабування двигуна внутрішнього згорання.....	15

### Підйомно-транспортні машини

Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху роликової формувальної установки з передавальним механізмом, що має змінне передаточне відношення.....	22
Заліско І.І. Дослідження напружено-деформованого стану кілець опорно-поворотного круга автомобільного крану.....	28
Коваленко С.А. Дослідження напружено-деформованого стану поперечного перерізу телескопічної стріли автокрану.....	35
Ловейкін В.С., Шевчук О.Г. Оптимізація режиму вильоту вантажу баштового крана з шарнірно - зчленованою стріловою системою.....	41
Саділо О.В. Оцінка стану металу несучих металоконструкцій вантажопідйомних машин.....	45
Рустамов Закир. Исследование и выбор конструктивных параметров манипулятора.....	48

### Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

Назаренко І.І., Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Системний аналіз різних конструктивних схем віброударних машин для ущільнення.....	52
Балера Н.Д., Саєнко Л.В. Динамический расчет стержневого растирателя смесителя.....	64
Немчин Д.А. Интенсификация технологического процесса получения неавтоклавного пенобетона.....	68
Пиляев Р.С. Оцінка та аналіз змішувачів для приготування водно-цементної суспензії.....	73
Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Басараб В.А. Дослідження процесу ущільнення суміші в умовах ударно-вібраційного навантаження за допомогою методу динамічної петлі гістерезису.....	77
Нестеренко М.П. Розроблення віброзбуджувачів з рідинним змащенням підшипників.....	82

### Технологія і організація виробництва

Кубайчук О.О., Теренчук С.А., Єременко Б.М. Оптимізація управління методом виділення сильно зв'язних компонентів на графах.....	87
Лисицын А.Б. Структурно-продуктовое планирование девелоперских проектов.....	92
Лагутін Г.В. Організаційно-технологічна модель моніторингу динаміки ліквідності активів будівельного проекту в процесі підготовки та спорудження об'єктів.....	99
Тугай О.А. Багатостадійна інжинірингова модель організації взаємодії провідного виконавця із замовником.....	105
Друкований М.Ф., Друкований О.М. Вплив карбонатної добавки на фізико-механічні властивості бетону.....	114
Лівінський О.М., Стоян О.В. Сануючі штукатурки в реставрації пам'яток архітектури.....	119

**Моделювання технологічних процесів**

Прохоров А.В., Пахнина Е.М. Концепция агентно-ориентированного имитационного моделирования производственных процессов.....	125
Горда О.В. Фільтрація зображень дефекту типу „тріщина” в оптичному діапазоні web-камер.....	134
Ташчліл М.В. Прийняття рішень при оперативному управлінні зрошенням на основі нечіткої моделі.....	139
Горда О. В., Пузько О. О., Цюцюра М.І., Кобижський М.Г. Розрахунок об'єму заповнення бетонозмішувача.....	145
Гарнець В.М., Човнюк Ю.В., Приходько Я.С. Синтез робочої характеристики пружних елементів машин роликowego формування.....	150
Назаренко М.І. Моделювання керованого у часі робочого процесу віброущільнення бетонної суміші.....	154
Орищенко С.В. Дослідження впливу маси матеріалу на ситі вібраційного грохоту.....	157

**Техніка для земляних та дорожніх робіт**

УДК 624.132.3

Є.В. Горбатюк, к.т.н.;  
Т.В. Шевченко (КНУБА, Київ)**АНАЛІЗ ТЕНДЕНЦІЙ РОЗВИТКУ РОЗПУШУЮЧИХ АГРЕГАТІВ**

**Вступ.** Сучасне будівництво неможливе без сучасної землерийної техніки, яка здатна розробляти тверді, мерзлі та скельні ґрунти. Одним із основних видів машин, які здійснюють розробку міцних, мерзлих та скельних ґрунтів є розпушувачі на базі гусеничних тракторів, робочий процес яких характеризується найменшою енергоємністю процесу руйнування ґрунту.

Під розпушувачем, у відповідності з встановленими представленнями, розуміється землерийна машина, яка складається із базового трактора і заднього навісного розпушуючого обладнання (рис. 1), призначена для пошарового розпушення міцних, мерзлих та скельних ґрунтів перед розробкою їх землерийно-транспортними машинами [1, 2].

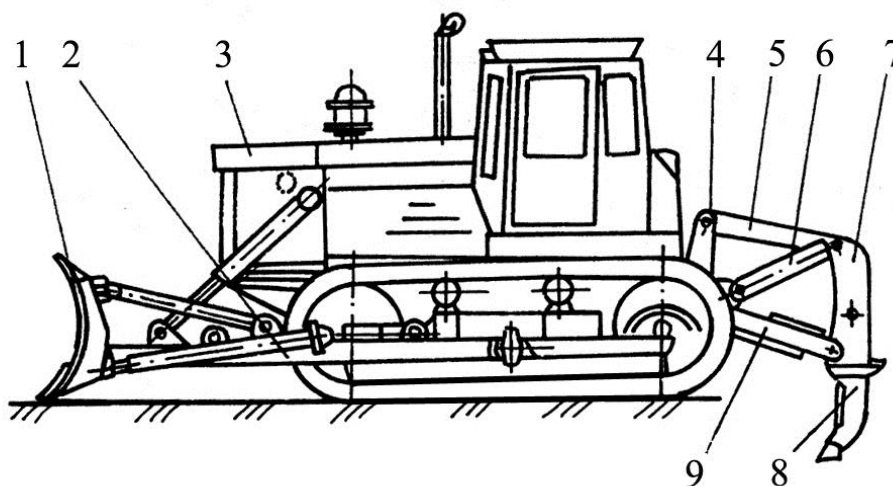


Рис. 1. Загальний вигляд розпушувача ДП-26С:

1 – відвал; 2 – універсальна рама; 3 – трактор Т-130МГ-1; 4 – опорна рама; 5,9 – верхня і нижня тяги; 6 – гідроциліндри керування зубом розпушника; 7 – робоча балка; 8 – зуб

**Мета і постановка задачі.** Ефективність експлуатації розпушуючого агрегату в значному ступеню залежить від раціональних режимів роботи силової установки. Системи керування та прибори індикації, які випускаються на сьогоднішній день, а також уповільнена реакція людини-оператора на умови, що швидко змінюються, не дозволяють у повному обсязі використовувати тягово-зчепні якості машини.

У зв'язку з цим актуальною є проблема подальшого удосконалення системи керування розпушуючих агрегатів, яка частково або повністю виключає людину-оператора із контурів керування двигунів внутрішнього згорання та положенням робочих органів.

**Аналіз тенденцій розвитку агрегатів розпушників.** Для розробки міцних ґрунтів при будівництві застосовуються розпушувачі на базі тракторів тягового класу 10, 15, 25, 35. При цьому тяговий клас трактора є основним фактором, що визначає число зуб'їв, ширину наконечника, максимальне заглиблення зуб'їв в ґрунт і інші параметри навісного



обладнання [1].

В залежності від типу ходового обладнання розрізняють колісні і гусеничні розпушувачі. Гусеничні розпушувачі застосовуються на великих площадках та при роботі в найбільш тяжких умовах експлуатації, так як вони дозволяють реалізовувати великі тягові зусилля і мають високу прохідність. Колісні розпушувачі застосовують у випадках розробки невеликих площадок з обмеженим доступом [1].

За цільовим призначенням розрізняють основні та допоміжні розпушувачі. Перші використовують для розробки мерзлих та скельних ґрунтів, другі – для розпушення щільних немерзлих ґрунтів та щільних матеріалів.

За видом навісного обладнання розрізняють трьох-, чотирьох- (паралелограмні) та багатоланкові розпушувачі. Вони можуть бути як з регульованим, так і з нерегульованим кутом розпушення, зі змінним кроком та вильотом зуба. Також використовуються розпушувачі з регульованою траєкторією заглиблення [1].

За числом зуб'ів розрізняють одно- та багатозубцеві розпушувачі. Однозубцеві призначені для розробки особливо міцних ґрунтів, а також для виконання спеціальних робіт (глибокого розпушення траншей, прокладки кабелів і т.і.). Багатозубцеві містять в комплекті непарне число зуб'ів і, в залежності від тягового класу трактора, мають три чи п'ять зуб'ів.

Базовий трактор може мати механічну, гідромеханічну або електричну трансмісію. Найбільш розповсюдженою для розпушуючого агрегату є механічна трансмісія, та як вона дозволяє отримувати на робочий орган короткочасне зусилля в 3–4 рази більше номінального тягового зусилля трактора. Це дозволяє збільшити ефективність розпушуючого агрегату в порівнянні з іншими типами трансмісій [1, 3].

Гідромеханічна або електрична трансмісії рівномірно навантажують двигун, виключаючи його перевантаження у випадку зустрічі непередбаченої перешкоди або особливо міцних включень у ґрунті, що розробляється. Але вони не дозволяють використовувати короткочасні потужні зусилля, як при механічній трансмісії.

На тяжких тракторах застосовують двопоточні гідромеханічні трансмісії, які суміщають в собі переваги механічної та гідромеханічної трансмісій [2].

Тип підвіски базової машини здійснює суттєвий вплив на ефективність розпушуючий агрегат. Жорстка підвіска збільшує продуктивність порівняно з напівжорсткою та еластичною, але не дозволяє працювати на підвищених швидкостях.

Всі праці які присвячені проблемам підвищення ефективності розпушуючих агрегатів можна умовно поділити на три групи:

- 1) удосконалення конструкції базового трактора;
- 2) удосконалення конструкції навісного обладнання і робочого органа;
- 3) удосконалення системи керування розпушуючого агрегату.

Роботи першого напрямку пов'язані з підвищенням одиничної потужності, якості та строку служби базового трактора.

Роботи другого напрямку пов'язані із створенням нових кінематичних схем навісного обладнання, що дають можливість регулювати не тільки глибину розпушення, але й такі параметри як: кут розпушення, виліт зуба та крок між зуб'ями для багатозубцевого розпушувача. Також розглядаються питання підвищення надійності навісного обладнання і гідропривода робочого органа [1].

Удосконалення робочих органів пов'язане з оптимізацією форми і основних робочих параметрів стійок зуб'ів, наконечників та накладок, стосовно до ґрунтів з різними фізико-механічними характеристиками; створенням зносостійких швидкозмінних наконечників та накладок із використанням якісних конструкційних сталей і нових способів виготовлення; застосуванням приладів, які збільшують продуктивність розпушувача, наприклад уширювачів.



Роботи третього напрямку пов'язані із створенням нових та удосконаленням вже існуючих систем керування розпушуючими агрегатами, які дозволяють підвищити ефективність розпушуючих агрегатів і одночасно поліпшити умови праці людини-оператора.

Навісне обладнання розпушуючого агрегату дозволяє змінювати положення робочого органу відносно базового трактора, тим самим, змінюючи глибину розпушення, а деякі конструкції навісних пристроїв забезпечують також зміну кута розпушення та винос в бік робочого органу. Також існують конструкції, які дозволяють повертати робоче обладнання, що забезпечує розробку в міцних, мерзлих та скельних ґрунтах похилих і вертикальних відкосів та розширює їх технологічні можливості [3, 4].

Аналізуючи кінематичні схеми навісних тракторних розпушувачів, можна зробити висновок, що існуючі тракторні розпушувачі поділяються на три- та чотириточкові.

Триточкові схеми навісних тракторних розпушувачів (рис. 2, а, б, в) відрізняються конструкціями рам розпушувачів, точками кріплення рам і циліндрів повороту рам до базового трактора. Зустрічаються також схеми із нижнім кріпленням циліндра повороту рами (рис. 2, г) [4]. Всі триточкові схеми навісних тракторних розпушувачів є простішими чотириланковими механізмами, ланки яких є: базовий трактор, рама, гідроциліндр рами, шток гідроциліндра рами.

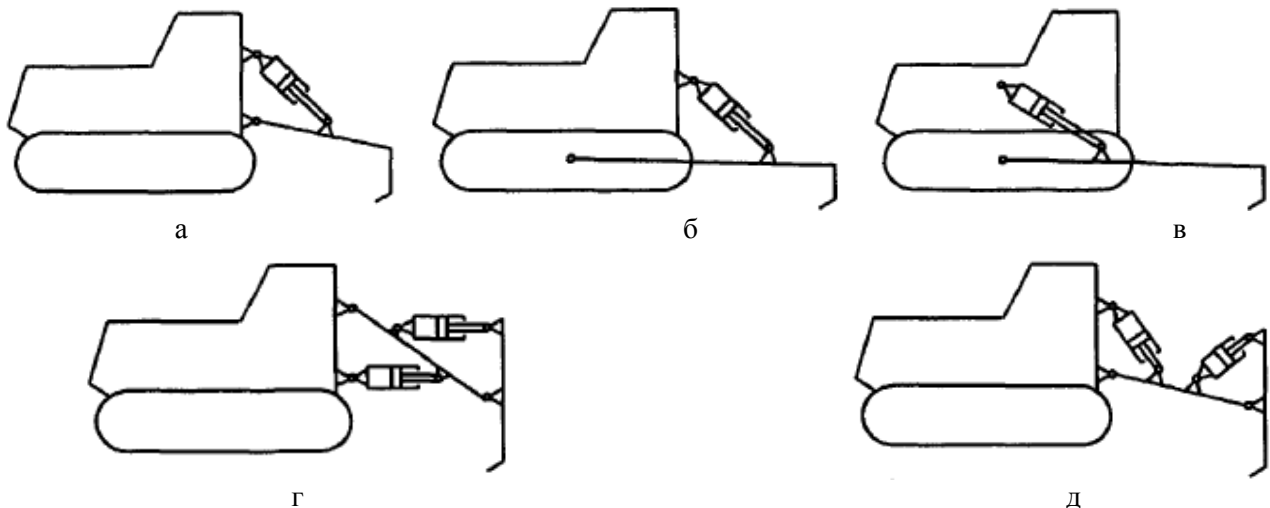


Рис. 2. Триточкові схеми навісних пристроїв розпушуючих агрегатів

Різні дослідження показують, що значення оптимального кута різання залежить від властивостей ґрунту та стану робочого органу. Так в процесі роботи розпушуючого агрегату відбувається зміна геометрії робочого органу під дією абразивних властивостей ґрунту, протягом доволі короткого часу (від 5 до 50 годин) відбувається затуплення наконечника робочого органу, яке приводить до збільшення горизонтальної складової реакції ґрунту на робочий орган, і відповідно до зміни оптимального кута розпушення [3, 4]. Регулювання кута розпушення в залежності від ґрунтових умов і величини зносу наконечника робочого органу дозволяє знизити споживану потужність, а також полегшити процес впровадження робочого органу в ґрунт. Наприклад, при ширині робочого органу 0,1м зміна кута різання на один градус призводить до зменшення величини опору ґрунту руйнуванню на 1500Н. тому практично всі сучасні конструкції навісних тракторних розпушувачів дозволяють регулювати кут розпушення. Для цього триточкові схеми доповнюються спеціальними механізмами, які дозволяють змінювати кут розпушення (рис. 2, г, д). Відмінність цих схем від розглянутих вище (рис. 2, а, б, в) в тому, що до рами розпушувача шарнірно прикріплюється стійка, поворот якої здійснюється додатковим гідроциліндром стійки. Загальним для таких схем є наявність чотириланкового механізму

повороту стійки, у склад якого входять: рама, стійка, гідроциліндр повороту стійки, шток гідроциліндра повороту стійки.

Чотириточкові навісні тракторні розпушувачі порівняно з триточковими мають таку перевагу, як незалежність кута розпушення від повороту рами, що зменшує опір виглибленню робочого органа із ґрунту та виключає застрявання великих шматків ґрунту між рамою розпушувача та базовим трактором, яке можливе при триточковій схемі.

Але чотириточкові розпушувачі відрізняються більшою масою робочого обладнання ніж триточкові, тому останні використовуються в основному в комплексі з малопотужними тракторами.

В наш час отримали широке розповсюдження чотириточкові тракторні розпушувачі, так як їх використання дозволяє збільшити продуктивність розпушуючих агрегатів на 30-40%, знизити собівартість розпушення  $1\text{ м}^3$  ґрунту на 23%, в середньому збільшити в 1,5 рази глибину розпушення за один прохід (порівняно з розпушувачами з триточковими навісними пристроями).

Паралелограмні схеми навісних тракторних розпушувачів, які представлені на рис. 3, відрізняються між собою розташуванням гідроциліндрів повороту рами, але всі вони є шостиланковими механізмами, ланками яких є: базовий трактор, рама, стійка, верхня тяга, гідроциліндр повороту рами, шток гідроциліндра повороту рами [3, 4].

Для тракторних розпушувачів з паралелограмної підвіскою також важливе дотримання оптимального кута розпушення, як і для триточкових тракторних розпушувачів. Тому чотириточкові тракторні розпушувачі також оснащуються пристроєм для зміни кута розпушення.

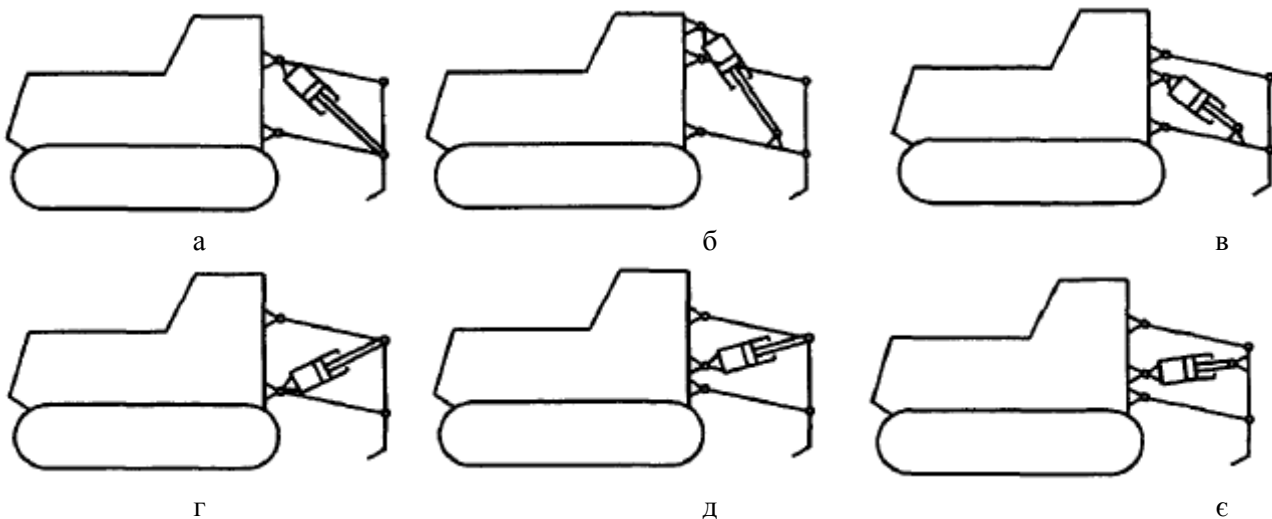


Рис. 3. Паралелограмні схеми навісних пристроїв розпушуючих агрегатів

Існує два способи регулювання кута розпушення на паралелограмних тракторних розпушувачах. Перший спосіб складається у зміні фактичної довжини верхньої тяги навісного пристрою по відношенню до довжини рами розпушувача. Цей спосіб реалізується двома шляхами: заміною верхньої тяги гідроциліндром (рис. 4 а, б), або виконанням верхньої тяги у вигляді шарнірно-зчленованого дволанковика, зміною кута між ланками якого відбувається зміною фактичної довжини верхньої тяги (рис. 4 г, д, е).

У зв'язку з тим, що заміна верхньої тяги гідроциліндра веде до отримання більш раціональної та менш складної схеми порівняно з заміною верхньої тяги шарнірно-зчленованим дволанковиком. Цей спосіб і отримав найбільше розповсюдження.

Другий спосіб складається в повороті стійки розпушувача без зміни довжини верхньої тяги. Цей спосіб також реалізується двома шляхами: виконанням стійки у вигляді шарнірно-зчленованого дволанковика, кут між ланками якого регулюється спеціальним гідроциліндром (рис. 4 ж, з, і), або виконанням паралелограмної схеми з шарнірним

з'єднанням базової ланки з трактором, поворот базової ланки відносно трактора приводить до повороту стійки (рис. 4 в) [3, 4].

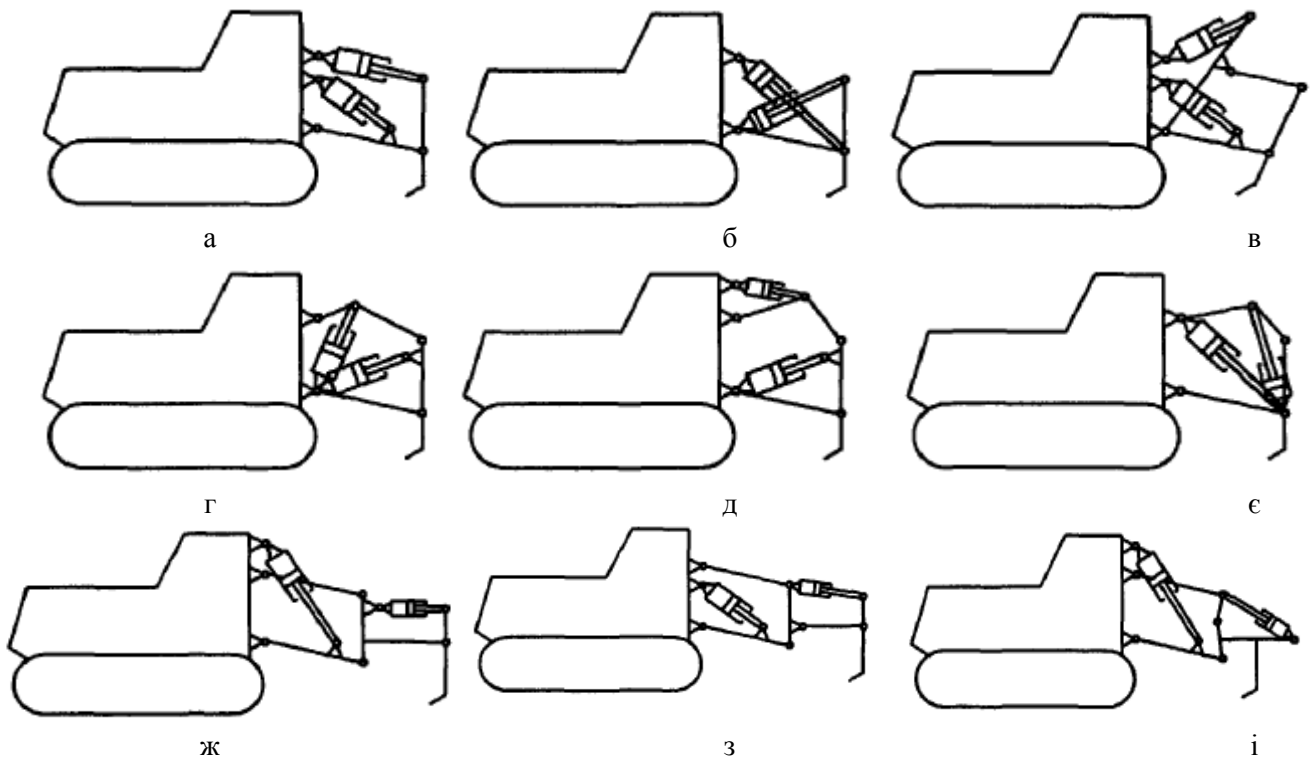


Рис. 4. Паралелограмні схеми навісних пристроїв розпушуючих агрегатів із змінним кутом Розпушення.

Реалізації другого способу зміни кута розпушення являє собою доволі складні кінематичні схеми, що обмежує випуск тракторних розпушувачів на їх принципі дії.

У відповідності з видами робіт, що виконуються, можна виділити дві основні задачі автоматизації розпушуючих агрегатів:

- оптимізація робочого процесу розпушуючого агрегату з метою підвищення його продуктивності за об'ємом розпушеного ґрунту;
- підвищення точності висотних відміток (забезпечення потрібної глибини розпушення при допустимих відхиленнях).

У відповідності з вказаними задачами автоматизації можна виділити наступні напрямки удосконалення систем керування розпушуючих агрегатів:

- автоматичне керування агрегатами машини, параметри яких впливають на якісну сторону робочого процесу, забезпечуючи підвищення продуктивності;
- автоматичне керування положенням робочого органу з метою підвищення якості (зменшення відхилень від потрібної глибини розпушення).

**Висновки.** Аналіз кінематичних схем навісних тракторних розпушувачів показав, що найбільше розповсюдження отримали чотириточкові (паралелограмні) схеми, що забезпечують регулювання як глибини, так і кута розпушення. Трьохточкові навісні тракторні розпушувачі використовуються, в основному, в комплексі з малопотужними базовими тракторами.

Аналіз праць, які присвячені удосконаленню систем керування розпушуючих агрегатів, довів, що основним напрямком удосконалення таких систем є зниження дисперсії коливань робочих органів. При цьому необхідно враховувати як коливання остова, що викликані дією мікрорельєфу на ходове обладнання, так і динаміку силової частини базового трактора.

*Література*

1. Баловнев В.И., Хмара Л.А. Повышение производительности машин для земляных работ: Производственное издание. – М.: Транспорт, 1992, – 136с.
2. Берновский Ю.Н. и др. Машины для разработки мерзлых грунтов. – М.: Машиностроение, 1973. – 521с.
3. Щербаков Е.С. Исследование неуправляемых перемещений рыхлительного агрегата с целью повышения эффективности разработки мерзлых грунтов: Дис. ... канд. техн. наук. – М.: МАДИ, 1980. – 207 с.
4. Горбатюк Є.В. Створення робочого органу землерийної машини з орієнтованими потоками виносу ґрунту: Дис. ... канд. техн. наук. – К.: КНУБА, 2006. – 180 с.
5. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин. – М.: Машиностроение, 1994. – 432с.

*Рецензент: к.т.н., доц. Свідерський А.Т.*

*Отримано: 11.03.08*

УДК 624. 879

Л.Є. Пелевін, к. т. н., професор КНУБА,  
М.О. Пристайло, асистент КНУБА

### ДИНАМІКА НОЖА (ДЕФОРМАТОРА) З ЛІДИРУЮЧОЮ РІЖУЧОЮ КРОМКОЮ ПРИ СТАТИЧНОМУ РІЗАННІ

Основним напрямком підвищення ефективності розробки мерзлих ґрунтів за різних умов є активізація статичних робочих органів шляхом додавання до них вібраційного, віброударного або ударного навантаження [1].

Збільшення продуктивності землерийних машин активної дії в порівнянні з машинами традиційного виконання, виконується шляхом передачі частин енергії двигуна безпосередньо на робочий орган, минаючи рушій. В цьому випадку, при порівняно однаковій продуктивності машин традиційного виконання, та машини активної дії, енергоємність процесу значно зменшується на користь останніх. Це відповідає сформованій тенденції підвищення енергонасиченості базових тракторів землерийних машин, що може бути реалізовано шляхом створення землерийних машин із робочими органами активної дії, а також шляхом підвищення їх робочих швидкостей [2].

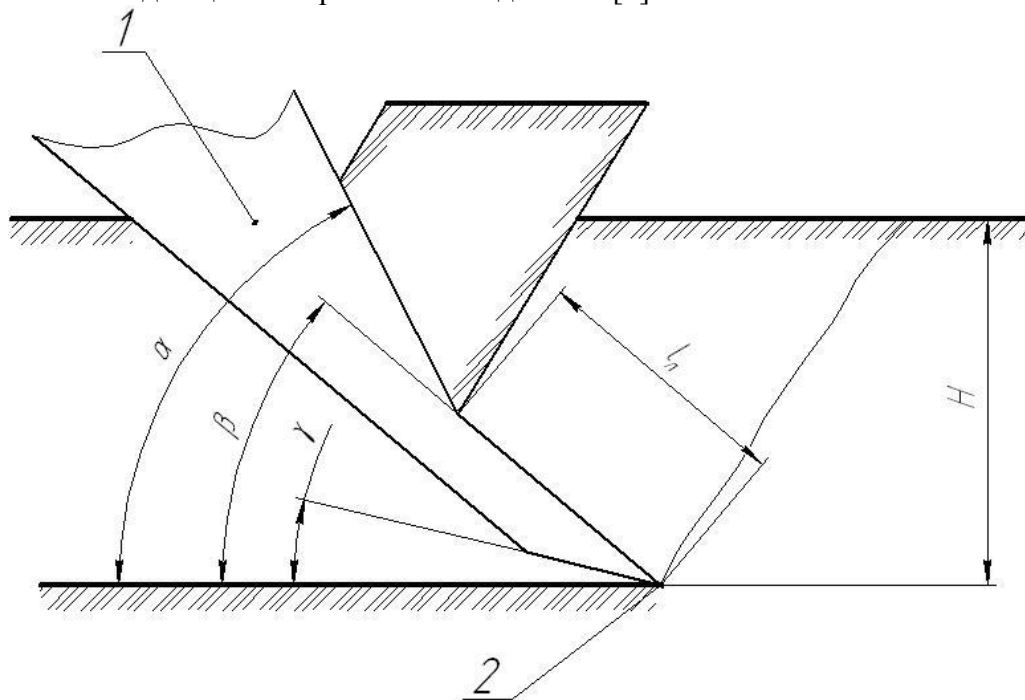


Рисунок 1. Ніж з лідируючою ріжучою кромкою.

Аналіз патентних матеріалів показав, що хоча розвиток активних робочих органів динамічної дії і набув значного поширення, більшість з них ще досить недосконалі. До загальних недоліків відносяться їх великі габарити, а звідси більша матеріалоемність. Також недоліком таких технічних рішень є великі витрати енергії на надання імпульсу всьому робочому органу і складність виготовлення, що призводить до економічних витрат на його виготовлення.

Виходячи з цього можна зазначити, що проблема дослідження і розробки високошвидкісних робочих органів є актуальною.

**Мета і постановка задачі.** Метою роботи являється підвищення ефективності ножів робочих органів землерийних машин, що базується на застосуванні імпульсу зміщення частинок ґрунту для попереднього розпушення, за рахунок динаміки пружних сил на консольно закріпленій ріжучій кромці.

Таке явище можна досягти за рахунок конструкції ножа (Рис.1), що включає в себе корпус 1, ріжучу кромку 2, яка віддалена консольно від корпуса на відстань  $l_d$ , і встановлена під кутом  $\beta$  до траєкторії різання [3]. При цьому зберігається не тільки габарити робочого органу а й можливість використання даної розробки в звичайних робочих органах серійного виготовлення, оскільки зберігається та ж сама глибина різання  $H$ , кут різання  $\alpha$ , та задній кут  $\gamma$ .

Складаємо реологічну модель взаємодії ножа з лідируючою ріжучою кромкою та ґрунтом (Рис.2).

В цій моделі і ґрунт і ніж є порожньо пластичними тілами і тому їх можна представити такими елементами:

- для ножа – модель Гука представляють в вигляді пружного елемента, яка характеризує властивості пружності; Ньютона – в вигляді поршня з достатньо тонкими отворами, що рухається в циліндрі, заповненому рідиною і представляє собою ідеально в'язке тіло; Сен-Венана – в вигляді повзуна з сухим кулоновим тертям, що характеризує ідеально пластичне, або жорстко пластичне середовище [4].
- для ґрунту - модель Гука та модель Ньютона, виключивши для ґрунту сухе тертя.

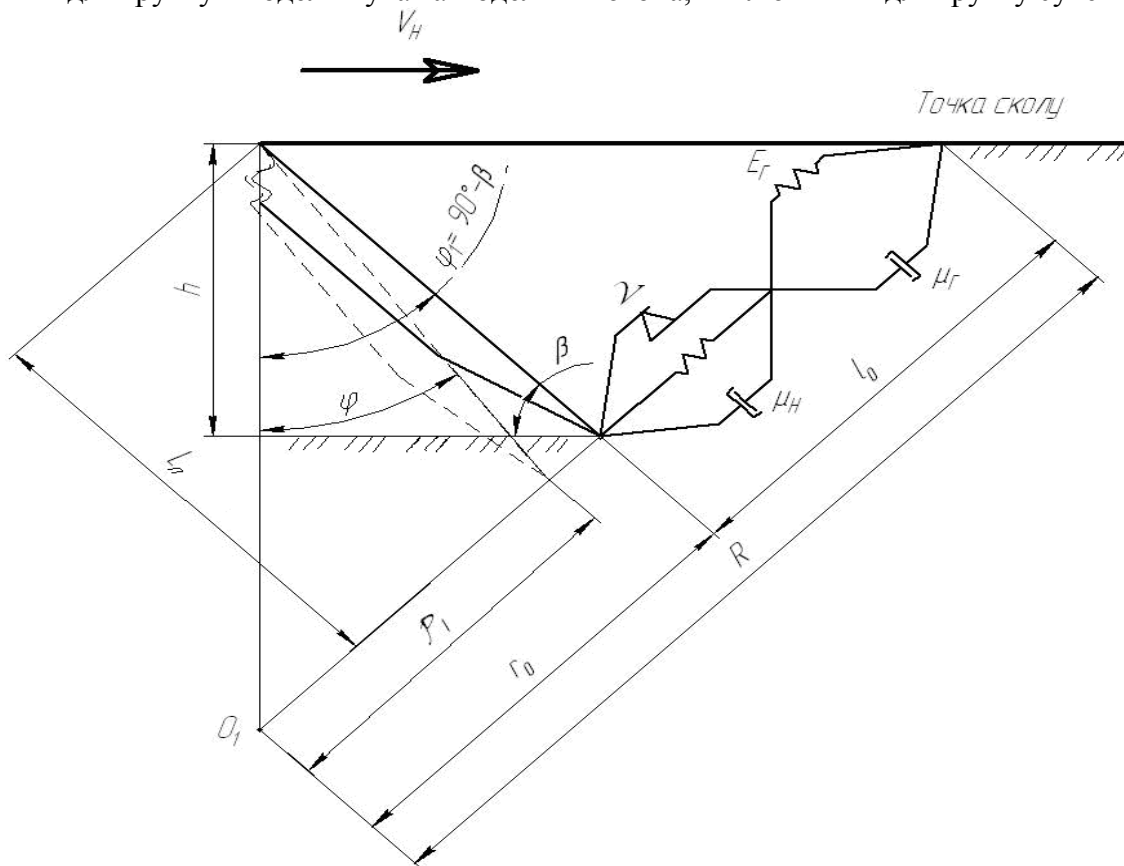


Рисунок 2. Реологічна модель різання ґрунту ножем з лідируючою ріжучою кромкою.

Моделями деформованості елементарних об'ємів ножа та ґрунту, відповідають наступні реологічні рівняння [5]

для ножа

$$\sigma = E_H \left( \xi_H + \frac{\mu_H}{E_H} \dot{\xi}_H + \nu \cdot \text{sign} \dot{\xi}_H \right) ; \quad (1)$$

для ґрунту

$$\sigma = E_{\bar{A}} \left( \xi_{\bar{A}} + \frac{\mu_{\bar{A}}}{\dot{A}_{\bar{A}}} \dot{\xi}_{\bar{A}} \right). \quad (2)$$

де  $E_H, E_{\bar{A}}$  - відповідно модуль деформації ножа і ґрунту;  $\mu_H, \mu_{\bar{A}}$  - відповідно коефіцієнти в'язкості ножа і ґрунту;  $\nu$  - коефіцієнт що показує, яку частку модуля деформації ножа складають контактні напруження, обумовлені постійним внутрішнім тертям у навісці ножа,  $\text{Sign}$  - функція Кронекера;  $\xi_H, \xi_{\bar{A}}, \dot{\xi}_H, \dot{\xi}_{\bar{A}}$ , відповідно відносні деформації і швидкості деформування ножа та ґрунту.

Виходячи із схеми, визначаємо зміни, що відбуваються з реологічними моделями під час різання ґрунту.

Якщо час  $t$  відрахувати від моменту, коли  $\varphi = \varphi_1$ , то  $\varphi = \varphi_1 - \omega_3 t = \varphi_1 - \frac{\nu_n \sin \beta}{l_{a\ddot{e}\ddot{e}}}$

тоді для будь якого  $t$  у межах контакту

$$\Delta \rho + \Delta l = \Delta R ; \quad (3)$$

$$\frac{\Delta \rho}{dt} + \frac{\Delta l}{dt} = \frac{\Delta R}{dt} ; \quad (4)$$

$$\xi_H \cdot E_H + \dot{\xi}_H \mu_H + \nu E_H \sin \xi_H = \xi_{\bar{A}} \dot{A}_{\bar{A}} + \dot{\xi}_{\bar{A}} \mu_{\bar{A}} , \quad (5)$$

де  $\Delta \rho$  - деформація ріжучої кромки;

$\Delta l$  - деформація ґрунту.

Аналіз моделі (рис.2) дозволяє скласти рівняння

$$R_0 \cos \varphi_1 = (h_1 + l_1) \cos(\varphi_1 - \omega_3 t) . \quad (6)$$

Рівняння взаємозв'язку відносних деформацій ( $\xi_H, \xi_{\bar{A}}$ ) та їх швидкостей ( $\dot{\xi}_H, \dot{\xi}_{\bar{A}}$ ) отримаємо після по членного ділення виразів (3), (4) на добуток  $cl_0 R_0$ , де  $c$  - товщина ріжучої кромки, а  $l_0 R_0$  - початкові значення розмірів  $l$  і  $R$

$$\xi_{\bar{A}} = \frac{\Delta R - \xi_H c}{l_0} ; \quad \dot{\xi}_{\bar{A}} = \frac{(dR/dt) - \dot{\xi}_H c}{l_0} . \quad (7)$$

Визначаємо  $\Delta R$  та  $dR/dt$  з рівняння (6)

$$\Delta R = R_0 \left[ 1 - \frac{\cos \varphi_1}{\cos(\varphi_1 - \omega_\zeta t)} \right] ; \quad (8)$$

$$\frac{dR}{dt} = \dot{R} = -\omega_\zeta R_0 \cos \varphi_1 \frac{\sin(\varphi_1 - \omega_\zeta t)}{\cos^2(\varphi_1 - \omega_\zeta t)} . \quad (9)$$

Швидкість деформації елементарного об'єму ґрунту можна визначити з системи (3-6) прийнявши, що

$$m = \frac{dl/dt}{d\rho/dt} = \frac{dl}{d\rho} \approx \frac{\Delta l}{\Delta \rho} . \quad (10)$$

Тому, з урахуванням того, що  $l_0 = \frac{h}{\cos \varphi_1}$  отримаємо з формули (10)

$$m = \frac{h}{c \cos \varphi_1} \left( \frac{E_H \Delta R + \mu_H \dot{R} + \nu E_H c}{E_{\bar{A}} \Delta R + \mu_{\bar{A}} \dot{R} - \nu E_H \frac{h}{\cos \varphi_1}} \right) . \quad (11)$$

При розрахунку швидкості деформації ґрунту у відповідності до теореми про середнє інтегральне значення, визначимо середнє значення  $\Delta R$  і  $\dot{R}$ .



$$\Delta R = R_0 \left[ 1 - \frac{\cos \varphi_1}{2\varphi_1} \ln \frac{(1 + \sin \varphi_1)}{(1 - \sin \varphi_1)} \right]; \quad (12)$$

$$\dot{R} = \frac{\omega_\zeta R_0}{\varphi_1} (1 - \cos \varphi), \quad (13)$$

При цьому  $\omega_\zeta = \frac{V_H \sin \beta}{l_{\text{двигунок}}}$ ,  $R_0 = 2l_{\text{двигунок}}$ , підставивши ці значення в вираз (13), отримаємо швидкість деформації консольно закріпленої ріжучої кромки

$$\dot{R} = \frac{V_H \sin \beta R_0}{l_{\text{двигунок}}} \varphi_1 (1 - \cos \varphi). \quad (14)$$

Оскільки прийнято, що  $\beta = 45^\circ$  то  $R_0 = 2 \cdot l_{\text{двигунок}}$ , а  $\cos \varphi \approx \cos \varphi_1$ , то вираз (14) прийме вигляд [6]

$$\dot{R} = V_H \sin \beta \varphi_1 (1 - \cos \varphi). \quad (15)$$

Спростивши його отримаємо

$$\dot{R} = 0.32 V_H. \quad (16)$$

Задавшись коефіцієнтами, що характеризують пружність та в'язкість середовища і робочого органу [7], з формули (11) отримати значення коефіцієнта  $m$  для одиничного ножа з параметрами:

$b$  – ширина ножа 0,04 м;

$c$  – товщина консольної пластини 0,005 м;

$l$  – довжина консольної пластини 0,04 м.

Після цього, за формулою (10) можна визначити елементарне переміщення ріжучої кромки. Звідки за відомими формулами опору матеріалів [6], визначаємо силу  $P$ , яку необхідно прикласти до ріжучої кромки. Для ґрунтів IV...V категорії сила  $P$  складає 900...1200Н.

Таким чином згин пластини дозволяє акумулювати потенціальну енергію, яка визначається досить нескладно [6]. В подальшому при сколюванні елементарної частини ґрунту, що знаходиться над ножем ця енергія переходить в кінетичну енергію руху пластини. В наслідок чого лідируюча ріжуча кромка поновлює своє вихідне положення з швидкістю 6...10 м/с, наносячи динамічне навантаження на масив ґрунту, утворюючи лідируючі зколи та тріщини.

**Висновок.** Принцип акумулювання енергії на елементах землерийних робочих органів дозволяє перетворити фізичний процес низько швидкісного (статичного) різання ґрунту у процес динамічного навантаження робочого середовища, що значно зменшує енергоємність робочого процесу.

### Література

1. Баладінський В.Л. // Розрахунок динамічних робочих органів – К.: КНУБА, 2004.60с.
2. Федоров Д.І. // Рабочие органы землеройных машин – М.: Машиностроение, 1990.-368ст.
3. Патент України №9931 Зуб для руйнування мерзлих ґрунтів // Пелевін Л.Є., Пристайло М. О., Пристайло Т. Ю. – Опубл. 15.03.2006
4. Баловнев В.И. // Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин – М.:Высшая школа, 1981.81ст.
5. Рейнер М. // Реология: переклад з англ. М.:Наука, 1965.-220 ст.
6. Писаренко // Сопротивление материалов. К.:Вища школа, 1986.-114 ст.
7. Кошкин Н.И // Справочник по элементарной физике – М.:Наука, 1986.51ст.



УДК 621.9.06

Я.В. Шевченко, інженер

## АНАЛІЗ РОБОТИ МОДЕРНІЗОВАНОЇ СИСТЕМИ МАЩУВАННЯ ДВИГУНА ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

### Вступ

Під час роботи двигуна внутрішнього згорання автомобіля (ДВЗ), в ньому відбуваються процеси, що впливають на термін його експлуатації. Основне питання, яке постає перед конструкторами при розробці ДВЗ, це зменшення тертя у спряжених деталях двигуна.

При цьому тертя в ДВЗ однієї деталі з іншою поділяється на:

- прямолінійний рух (поршні і клапани);
- обертальний рух (підшипники ковзання).

Зменшення тертя у двигунах внутрішнього згорання, а саме у спряженні кривошип - цапфи корінних підшипників у блоці циліндрів є проблемою, яка існує з часів виникнення двигуна.

Відомо, що змащування системи відбувається за рахунок нагнітаючого насосу, який утворює масляний клин між шийками кривошипу і підшипником ковзання. Але під час роботи двигуна існуючий масляний клин може досягати критичного, дуже малого значення, за розрахунками рівного (0,002 – 0,004 мм). Його товщину розраховують, виходячи з формули [1]:

$$f = \frac{T}{P} = \frac{\eta \omega}{h q_{cp}}, \quad (1)$$

де  $f$  - коефіцієнт рідинного тертя;  $T$  - сила тертя між поверхнями;  $P$  - навантаження на опору;  $h$  - товщина масляного клину;  $\eta$  - абсолютна в'язкість рідини змащування;  $\omega$  - швидкість ковзання;  $q_{cp}$  - середні витрати рідини змащування.

При аналізі процесів, що відбуваються під час роботи двигуна внутрішнього згорання, необхідно також звернути увагу і на те, що розподіл рідини змащування практично в усіх моделях ДВЗ починається з корінних шийок кривошипу і далі рухається до інших спряжених деталей.

Тоді на початковому етапі (під час запуску двигуна), ми також отримуємо критичне значення  $h_{кр}$  масляного клину у корінному підшипнику (див. рис. 1).

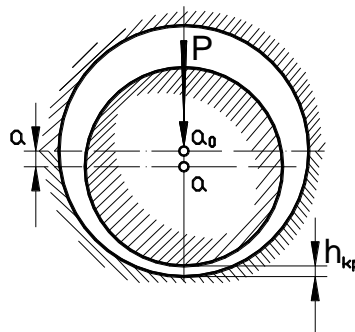


Рис. 1. Початкове положення кривошипу у підшипниках

Під час запуску двигуна клиновидний мастильний шар починає підіймати вал і тертя починає переходити із стану напіврідинного до рідинного. Але під час навантажень і перевантажень двигуна внутрішнього згорання відбувається зворотній процес. На діаграмі (рис. 2,а) показано навантажений режим роботи ДВЗ, тобто у момент підвищення



навантажень масляний клин зменшуватиметься під дією сили  $P$  і може досягнути мінімальних значень  $h_{min} = (0,003 - 0,005)$ мм.

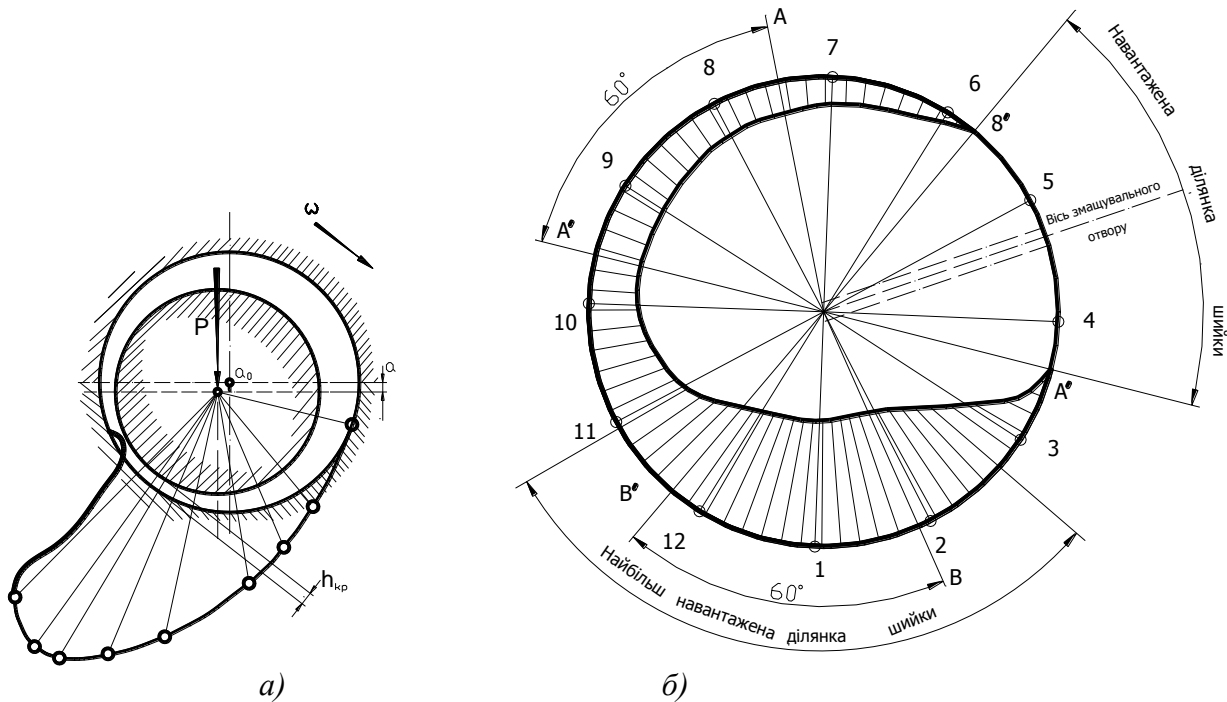


Рис. 2. а) Діаграма зменшення масляного клину при навантаженні кривошипу; б) діаграма зносу шийки.

Результатом такого зменшення стає підвищення температури і відповідно зменшення в'язкості та коксування мастила. І як наслідок збільшення сили тертя до сухого (діаграма рис. 2,б), та результат – вихід з ладу двигуна внутрішнього згорання.

Для компенсації навантаження і додаткової подачі рідини змащування в спряження підшипник кривошип пропонується встановити на блок циліндрів, у точці найбільшого навантаження, автоматичний регулятор, який розроблено за участі автора, та додаткового нагнітаючого насосу. Схема встановлення показана на рис. 3.

Запропонована система автоматичного регулятора, яка встановлюється на блок циліндрів практично не приводить до конструктивних змін останнього. Але використання її може допомогти у розв'язанні поставленого питання завдяки миттєвому збільшенню масляного клину при навантаженнях і перевантаженнях двигунів внутрішнього згорання. Тим самим зменшується можливість виникнення напівсухого або сухого тертя.

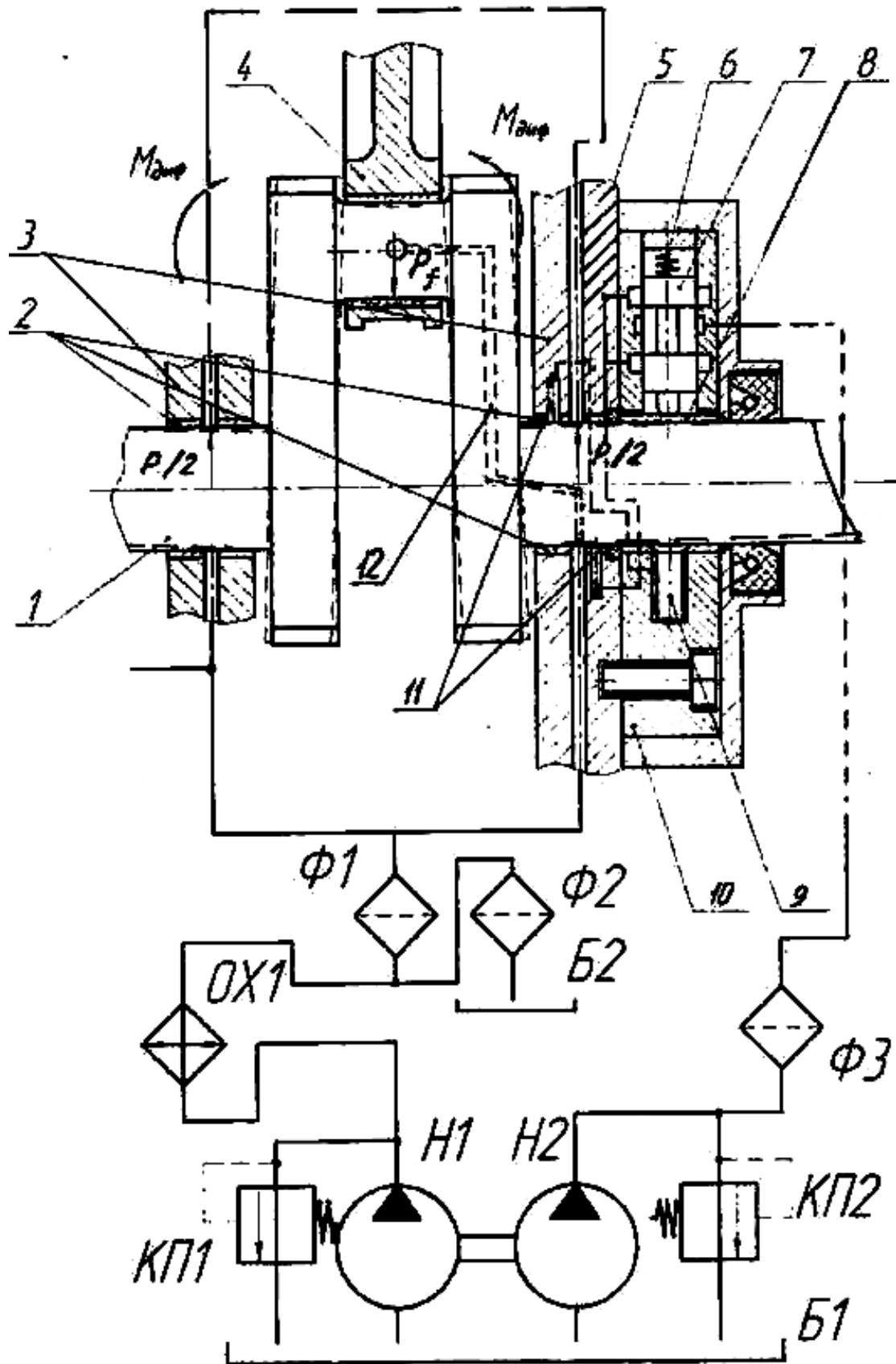


Рис. 3. Схема встановлення і приєднання автоматичного регулятора.

1 – кривошип; 2 – корінний підшипник; 3 – корпус; 4 – шатун; 6 – пружини; 7 – гвинт; 8 – кільце; 9 – нижній перепускний клапан; 10 – корпус регулятора; 11 – додаткові витратні канали від регулятора; 12 – канал змащування шийки шатуна.

**Методи і результати аналізу**

Проаналізуємо роботу двигуна без регулятора, а потім перевіримо цей режим додаванням рекомендованого пристрою, враховуючи лише поперечне відхилення при навантаженні на групу кривошип – шатун – поршень (рис.4).

Для забезпечення надійної роботи підшипника необхідно, щоб виконувалася нерівність:  $h_{min} > h_{кр}$ .

Якщо розділити  $h_{min}$  на радіальний зазор, то отримана величина буде мінімальною товщиною масляного клину.

Тобто:

$$\xi = \frac{h_{min}}{0,5\Delta} = h_0. \quad (2)$$

Розглянемо випадок перевантаження через витрати рідини змащування у зазорі кривошип – підшипник ковзання. Для цього скористуємося формулою Гагена – Пуазейля.

$$Q = \frac{Wh^3 \Delta p}{12\mu L}, \quad (3)$$

де  $W$  – ширина підшипника ковзання;

$h$  – висота зазору;

$L$  – довжина щілини;

$\Delta p$  – перепад тиску відносно до значень  $p_1$  і  $p_2$  (значення тиску у більшому і меншому зазорах підшипника ковзання);

$\mu$  – динамічна в'язкість.

Враховавши, що витрати рідини змащування через зазори будуть однаковими, матимемо значення витрат у верхній і нижній щілинах:

$$Q_{верх} = Q_{низ} = Q_3 / 2. \quad (4)$$

Оскільки ефективні площі рівні між собою, то сила тиску рідини на корінну шийку кривошипу у нижній частині буде меншою, а у верхній – більшою. Окрім цього на кривошип у момент запалювання діятиме згинаюча сила. І тоді з'являється перекис у спряженні корінна шийка – підшипник. Відповідно сила тиску на початковій ділянці шийки буде більшою ніж на кінцевій ділянці, тобто  $R_1 > R_2$ ; аналогічно для протилежної поверхні  $R_2 < R_1$ . Виникає момент сили, який протидіятиме моменту від зовнішньої сили  $P$  і який намагатиметься повернути шийку у вихідне положення відносно вісі підшипника ковзання (рис. 4).

Таким чином запишемо:  $\Delta p_1 = P - p_1$ ;  $p_2 = P + \Delta p_1$ , тоді тиск у щілинах буде  $\Delta p = p_2 - \Delta p_1$ .

Витрати рідини змащування через верхню частину підшипника дорівнюватимуть:

$$Q_1 = \frac{W (h \pm a)^3 \Delta p_2}{12\mu L}. \quad (5)$$

Значення  $\Delta p_2$  сили тиску у нижній частині опори буде рівним:

$$\Delta p_2 = \frac{Q_1 12\mu L}{W (h_{кр} \pm a)^3}. \quad (6)$$

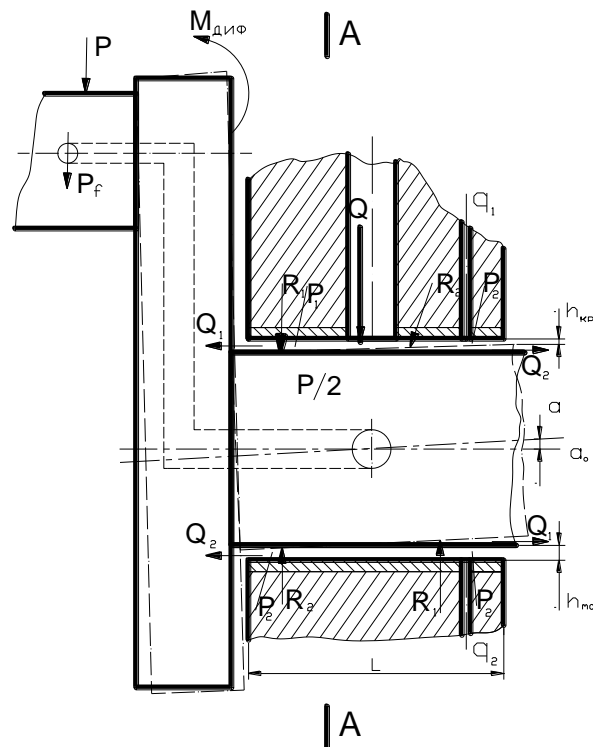


Рис. 4. Розподіл сил, що впливають на роботу sprzęження кривошип – підшипник ковзання.

Тоді витрати у нижній частині складатимуть:

$$Q_2 = \frac{W (h_{kp} \pm a)^3 \left( p_2 - \frac{Q_1 12 \mu L}{W (h_{kp} \pm a)^3} \right)}{12 \mu L}. \quad (7)$$

Записавши отримане рівняння відносно  $Q_1$ , отримаємо наступний вираз:

$$Q_1 = \frac{W^2 (h \pm a)^3 p_2 (h_{kp} \pm a)^3}{12 \mu (W (h \pm a)^3 + W (h_{kp} \pm a)^3) L}. \quad (8)$$

Для кінцевого аналізу роботи опори проведемо необхідні розрахунки, щодо конкретних витрат рідини змащування знизу і зверху:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{(h-a)^3 (h+a)^3 ((W (h_0 - a)^3 + W (h_{kp} + a)^3) L)}{(h_{kp} + a)^3 (h_{kp} - a)^3 ((W (h_0 + a)^3 + W (h_0 - a)^3) L)}. \quad (9)$$

Залежність зміни зазору від витрат визначається із формули:

$$a = \frac{Da_0 - \frac{bL}{2}}{\sqrt{L^2 + 4a_0^2}} + \frac{b}{2}, \quad (10)$$

де  $L$  – довжина шийки;

$b$  – ширина шийки;

$D$  – діаметр шийки.

Враховавши, що  $2a \ll L^2$  значення  $a$  запишемо спрощено:

$$a = \frac{Da_0}{L}. \quad (11)$$

Тепер проведемо аналітичні розрахунки враховуючи додатковий миттєвий тиск, тобто з використанням регулятора.



Розрахунок значень витрат рідини змащування проведемо аналогічно, тобто за розрахункову приймаємо формулу Гагена – Пуазейля:

$$Q = \frac{Wh^3\Delta P}{12\mu L}. \quad (12)$$

Але для повного розрахунку необхідно звертати увагу на те, що при збільшенні часу роботи та перепаду обертів додається приріст температури  $\Delta t$ , і відповідно зниження динамічної в'язкості рідини змащування ( $\mu$ ). Додаткові витрати позначаємо через  $q$ , відповідно значення витрат при миттєвій витраті при перевантаженні складе:

$$q_1 = \frac{W(h \pm a)^3 \Delta p_2'}{12\mu_t L}. \quad (13)$$

Тоді загальна витрата буде:

$$Q_1 = \frac{W(h \pm a)^3 \Delta p_2}{12\mu_t L}. \quad (14)$$

Враховавши, що у випадку встановлення автоматичного регулятора ми отримуємо наступне відношення витрат:

$$Q_1 + q_1 = Q_2 + q_2 = \frac{Q + q_{\text{вдо}}}{2} \quad \text{або} \quad Q_1' = Q_2' = \frac{Q'}{2}.$$

І відповідно:  $\Delta p_1 + \Delta p_1' = \Delta p_1''$ ;  $\Delta p_2 + \Delta p_2' = \Delta p_2''$ ;  $p_1 + p_1' = p_1''$ ;  $p_2 + p_2' = p_2''$

Тоді повний тиск у нижній щілині буде рівний:

$$\Delta p_2'' = \frac{(Q_1 12\mu_t L + q_1 12\mu_t L)}{W(h_{kp} \pm a)^3}. \quad (16)$$

Витрати у нижній частині спряження кривошип – підшипник ковзання, будуть виражені через рівняння:

$$Q_2' = \frac{W(h_{kp} \pm a)^3 \left( p_2 - \frac{Q_1 12\mu_t L}{W(h_{kp} \pm a)^3} \right) + W(h_{kp} \pm a)^3 \left( p_2'' - \frac{q_1 12\mu_t L}{W(h_{kp} \pm a)^3} \right)}{12\mu L}. \quad (17)$$

Тоді значення витрат у верхній частині спряження кривошип – підшипник ковзання за аналогією набуде вигляду:

$$Q_1' = \frac{W^2(h \pm a)^3 p_2 (h_{kp} \pm a)^3 + W^2(h \pm a)^3 p_2' (h_{kp} \pm a)^3}{12\mu(W(h \pm a)^3 + W(h_{kp} \pm a)^3)L}. \quad (18)$$

Аналогічно першому випадку з'ясовується відношення повних витрат через щілини. Для спрощення запишемо:

$$\frac{Q_1'}{Q_2'} = \frac{Q_1 + q_1}{Q_2 + q_2}. \quad (19)$$

За отриманими відношеннями витрат і загальних витрат рідини у нижній і верхній частинах визначаємо як  $Q_1''$  і  $Q_2''$ :

$$\text{Тоді} \quad Q_2'' = \frac{Q}{\frac{Q_1'}{Q_2'} + 1}; \quad Q_1'' = Q - Q_2''. \quad (20)$$

Виходячи з формули (16) визначаємо втрати тиску у щілинах.

$$\Delta p_1'' = \frac{(Q_1 12\mu_t L + q_1 12\mu_t L)}{W(h - \frac{D}{L} a)^3}; \quad \Delta p_2'' = \frac{(Q_2 12\mu_t L + q_2 12\mu_t L)}{W(h + \frac{D}{L} a)^3}. \quad (21)$$

При відомій площі розраховується додаткова сила яка створюватиме момент протидії:

$$\Delta R = (p_0 - \Delta p_2'')S - (p_0 - \Delta p_1'')S = (\Delta p_1'' - \Delta p_2'')S; \quad (22)$$

$$\Delta R = R_2 - R_1; R_1 = p_1''S = (p_0 - \Delta p_1'')S; R_2 = p_2''S = (p_0 - \Delta p_2'')S,$$

де  $S$  – площа опори;  $R_1$  і  $R_2$  – приведені сили протидії в опорі.

Величина моменту протидії, яка створена додатковою силою:

$$M' = R_2 \cdot c + R_2 \cdot c - R_1 \cdot c - R_1 \cdot c; M' = 2c(R_2 - R_1), \quad (23)$$

$$M' = 2c\Delta R; M' = 2cS(\Delta p_1' - \Delta p_2'),$$

де  $c$  – плече дії приведених сил відносно центру опори.

### Висновки

1. Проведений аналіз показує, що модернізація забезпечуватиме подачу мастила до корінних підшипників у моменти підвищення навантажень, які діють на кривошип.
2. Зміщення кривошипу під час навантажень супроводжуватиметься протидією моменту сили  $M'$ , який виникає під час спрацювання автоматичного регулятора і підвищенні тиску в опорі на  $\Delta p_2''$ .
3. Додаткові витрати рідини змащування в моменти навантажень і перевантажень забезпечують необхідну товщину ( $f$ ) масляного клину в спряженні кривошип – опора.

### Література

1. Болтинский В.Н. Тракторные и автомобильные двигатели. – М.: Госиздательство сельскохозяйственной литературы, 1953. – 587с.
2. Двигатели внутреннего сгорания: устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей/ В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Греков и др.. Под общ. Ред.. А.С. Орлина. – М.: Машиностроение, 1990. – 228с.
3. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування, Підручник. – К.: Либідь, 1977.– 544с.
4. Сахно Ю.О., Федориненко Д.Ю., Бойко С.В. Компенсація витрат рідини гідро опори при навантаженні. Вісник ЧДТУ. Серія «Технічні науки». – Чернігів, 2006, №10. – С. 41 – 47.

Рецензент:

доктор технічних наук,  
професор Є.Ю. Сахно.

## Підйомно-транспортні машини

УДК 693.546

В.С. Ловеїкін, д-р техн. наук, професор КНУБА

К.І. Почка, канд. техн. наук, КНУБА

### АНАЛІЗ НЕРІВНОМІРНОСТІ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З ПЕРЕДАВАЛЬНИМ МЕХАНІЗМОМ, ЩО МАЄ ЗМІННЕ ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ

В роликівих формувальних установках з кривошипно-повзунним приводом (рис. 1) спостерігається значна нерівномірність руху формувального візка під час виконання процесу ущільнення бетонної суміші [1, 2], що приводить до зниження якості виробу та виникненню значних динамічних навантажень на елементи приводу та конструкції установки [3].

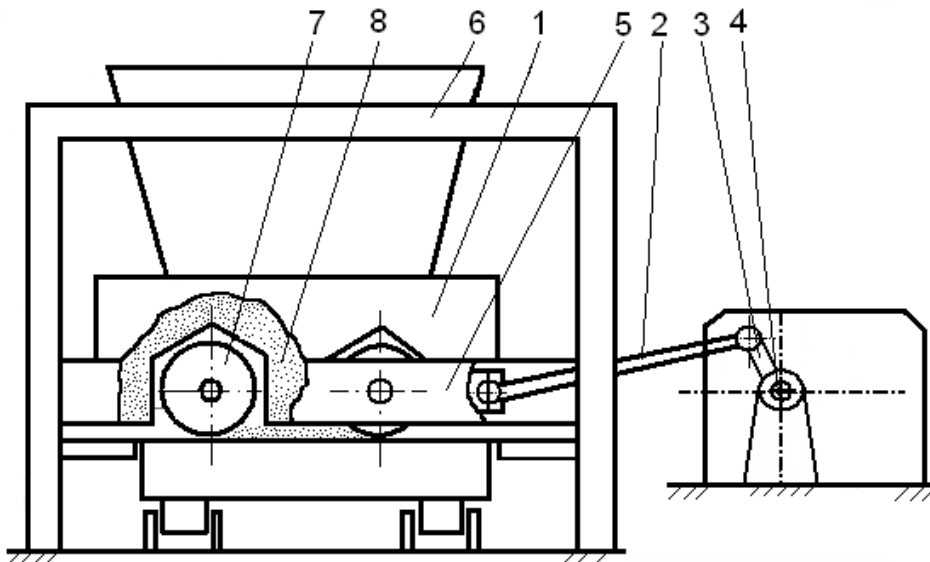


Рис. 1. Роликова формувальна установка з кривошипно-шатунним приводом

Нерівномірність руху роликівих формувальних установок з кривошипно-повзунним приводом на один формувальний візок в першому наближенні може бути визначена представленою динамічною моделлю з одним ступенем вільності, де за узагальнену координату прийнято кутову координату повороту кривошипу.

Для такої моделі записано диференційне рівняння руху [1]

$$I_{\varphi a}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{\varphi a}(\varphi)}{d\varphi} = M_{\delta}(\omega) - \dot{I}_i(\varphi), \quad (1)$$

де  $\varphi$ ,  $\omega$  – кутова координата та швидкість кривошипу;  $I_{\varphi a}(\varphi)$  – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки;  $M_{\delta}(\omega)$  – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу;  $M_o(\varphi)$  – зведений до осі повороту кривошипу момент всіх діючих зовнішніх сил, включаючи силу опору переміщенню формувального візка та силу тяжіння шатуна.



Рівняння (1) являє собою нелінійне диференціальне рівняння першого порядку. Тому для його розв'язку використано чисельний метод, запропонований професором Г.Г. Барановим [4]. Згідно з цим методом рівняння (1) представлено у вигляді

$$2 \cdot I_{\zeta\dot{\alpha}}(\varphi) \cdot d\omega + \omega \cdot dI_{\zeta\dot{\alpha}}(\varphi) = 2 \cdot \frac{M_{\delta}(\omega) - \dot{I}_{\dot{\alpha}}(\varphi)}{\omega} \cdot d\varphi. \quad (2)$$

Виходячи з умови відсутності сингулярності особливих точок та розривів, замінивши в рівнянні (2):  $d\varphi \approx \Delta\varphi$  – крок інтегрування;  $dI_{\zeta\dot{\alpha}} \approx I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i+1)}} - I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i)}}$ ;  $d\omega = \omega_{i+1} - \omega_i$ ;  $\Delta\varphi = \varphi_{i+1} - \varphi_i$ ; отримано

$$2 \cdot I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i)}} \cdot (\omega_{i+1} - \omega_i) + \omega_i \cdot (I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i+1)}} - I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i)}}) = 2 \cdot \frac{\dot{I}_{\delta}(\omega_i) - \dot{I}_{\dot{\alpha}}(\varphi_i)}{\omega_i}, \quad (3)$$

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

Розв'язавши рівняння (3) відносно  $\omega_{i+1}$ , отримано функцію зміни кутової швидкості в кожний наступний момент часу

$$\omega_{i+1} = \frac{[\dot{I}_{\delta}(\omega_i) - \dot{I}_{\dot{\alpha}}(\varphi_i)] \cdot \Delta\varphi + \frac{(3 \cdot I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i)}} - I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i+1)}})}{2 \cdot I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i)}}} \cdot \omega_i}{I_{\zeta\dot{\alpha}^{(i)}} \cdot \omega_i}. \quad (4)$$

Для розв'язку рівняння (4) визначено всі його складові та всі необхідні характеристики установки [1]. За середнім значенням зведеного моменту сил опору за цикл повороту кривошипа визначено номінальну розрахункову потужність двигуна, за якою і було підібрано електродвигун приводу. Для вибраного електродвигуна побудована механічна характеристика, за якою було визначено рушійний момент на валу кривошипа [1].

Підставивши всі необхідні залежності в рівняння (4) для кожної точки розрахунку, починаючи зі стану спокою ( $i = 0$ ), побудовано графік зміни кутової швидкості кривошипа від кута його повороту (рис. 2).

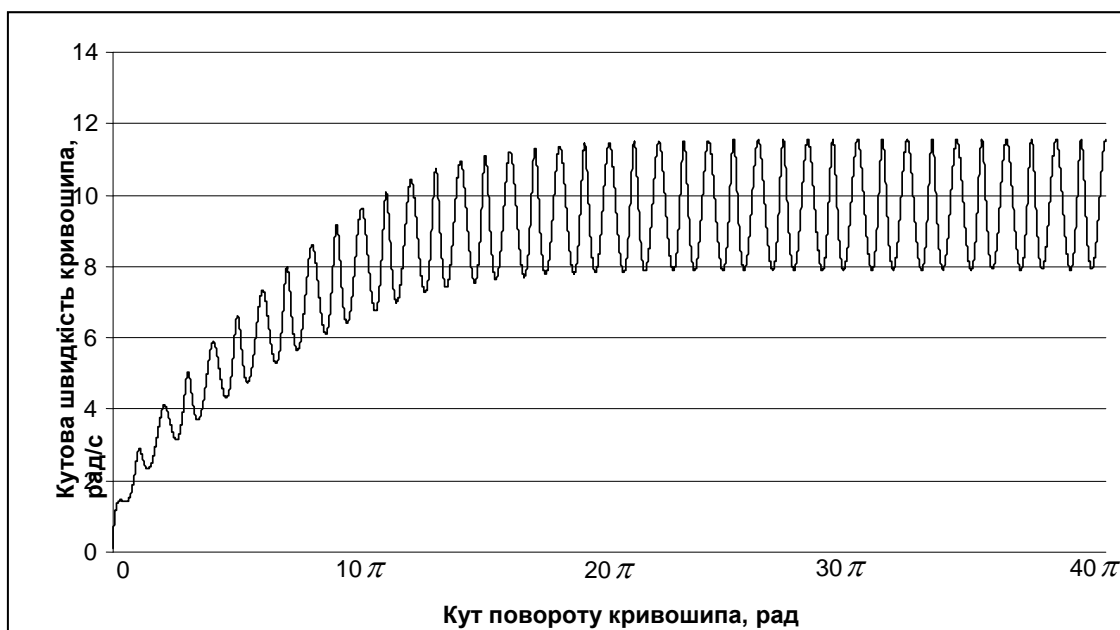


Рис. 2. Графік зміни кутової швидкості кривошипа установки від кута його повороту



Час, що відповідає значенню кутової швидкості  $\omega_{i+1}$  може бути визначений залежністю

$$t_{i+1} = t_i + \frac{2 \cdot \Delta\varphi}{\omega_i + \omega_{i+1}}, \quad (5)$$

за допомогою якої отримано функцію зміни кутового прискорення кривошипу

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (6)$$

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

За допомогою залежності (6) побудовано графік зміни кутового прискорення кривошипу (рис. 3).

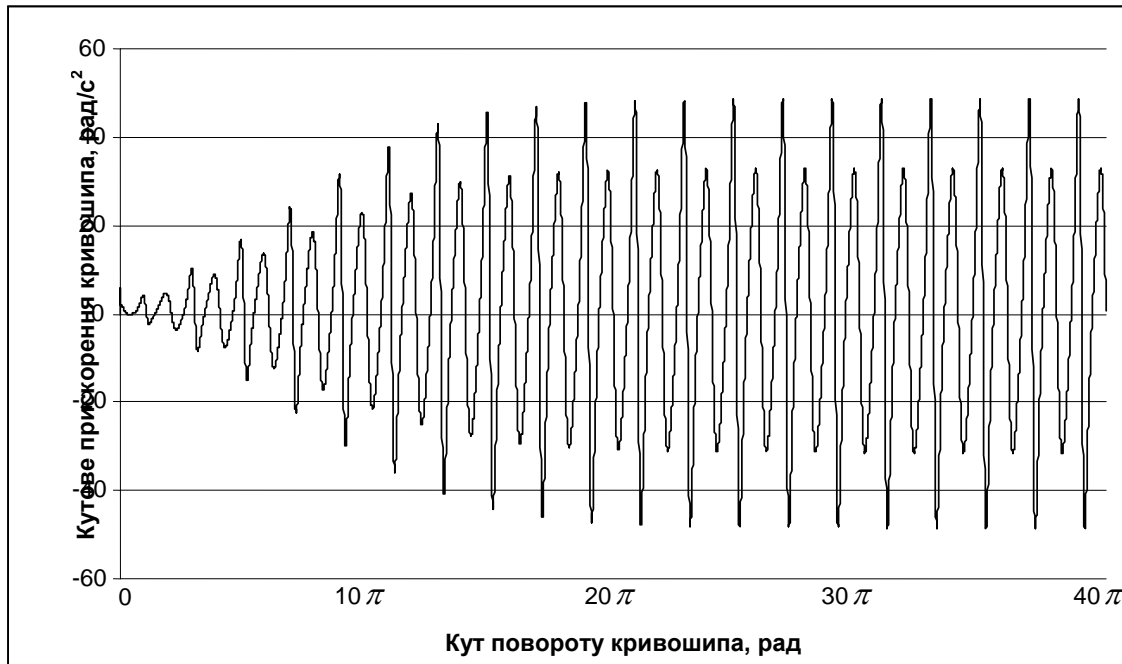


Рис. 3. Графік зміни кутового прискорення кривошипа установки від кута його повороту

Проаналізувавши графіки на рис. 2 та 3, можна побачити, що протягом 10 обертів кривошипу його кутова швидкість постійно наростає, а кутове прискорення постійно збільшує свою амплітуду. Після 10 обертів кривошипа кутова швидкість та кутове прискорення змінюються в певних межах, тобто обертання кривошипу досягає усталеного режиму руху.

Вийшовши на усталений режим руху, кривошип обертається з певною кутовою швидкістю, яка змінюється в межах від  $\omega_{\min} = 7,898 \text{ рад/с}$  до  $\omega_{\max} = 11,5612 \text{ рад/с}$ . При цьому її середнє значення дорівнює  $\omega_{\text{сеп}} = 9,7296 \text{ рад/с}$ , а коефіцієнт нерівномірності руху визначається залежністю [4]

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сеп}}} = \frac{11,5612 - 7,898}{9,7296} = 0,3765. \quad (7)$$

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від  $\varepsilon_{\min} = -48,67 \text{ рад/с}^2$  до  $\varepsilon_{\max} = 48,67 \text{ рад/с}^2$ . При цьому коефіцієнт динамічності руху буде мати вигляд [4]

$$H = \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,51412. \quad (8)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використано узагальнений коефіцієнт оцінки руху [5]

$$k_p = \frac{(\omega_{\max} - \omega_{\min})^2}{\omega_{\text{сеп}}^2} + \frac{|\varepsilon_{\max}|}{\omega_{\text{сеп}}^2} = \frac{(11,5612 - 7,898)^2}{9,7296^2} + \frac{48,67}{9,7296^2} = 0,656. \quad (2.96)$$

Для зменшення нерівномірності руху роlikової формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом у її конструкції можна застосувати передавальний механізм від двигуна до приводного вала із змінним передаточним відношенням.

На рис. 4. зображено роlikову формувальну установку з використанням еліптичної зубчастої передачі між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа [6].

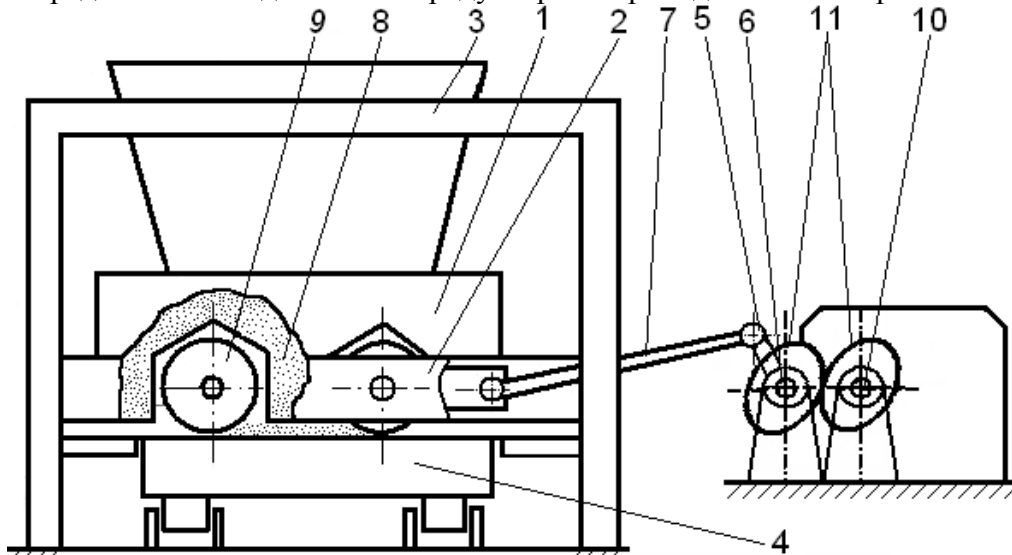


Рис. 4. Роlikова формувальна установка з кривошипно-повзунним приводом з використанням передавального механізму, що має змінне передаточне відношення.

Установка складається з формувального візка 1, що встановлений в напрямних руху 2 на нерухомому порталі 3 і приводиться в зворотно-поступальний рух за допомогою кривошипно-повзунного приводу, та форми 4, яка в свою чергу рухається в напрямку, що є перпендикулярним до напрямку руху формувального візка. Кривошипно-шатунний привод вміщує в собі кривошип 5, який жорстко закріплений на приводному валу 6, та шатун 7, що шарнірно з'єднаний одним кінцем з кривошипом, а іншим з формувальним візком. Між вихідним валом редуктора 10 та приводним валом кривошипа 6 встановлено еліптичну зубчасту передачу 11. Причому цю передачу встановлено таким чином, щоб передаточне відношення від вихідного валу редуктора до приводного валу кривошипа приймало своє мінімальне значення при досягненні формувальним візком крайніх положень.

Для такої установки визначено функцію зміни передаточного відношення еліптичної передачі передавального механізму на протязі циклу (рис. 5), яке змінюється в межах від  $i_{\min} = 0,85$  до  $i_{\max} = 1,15$ .

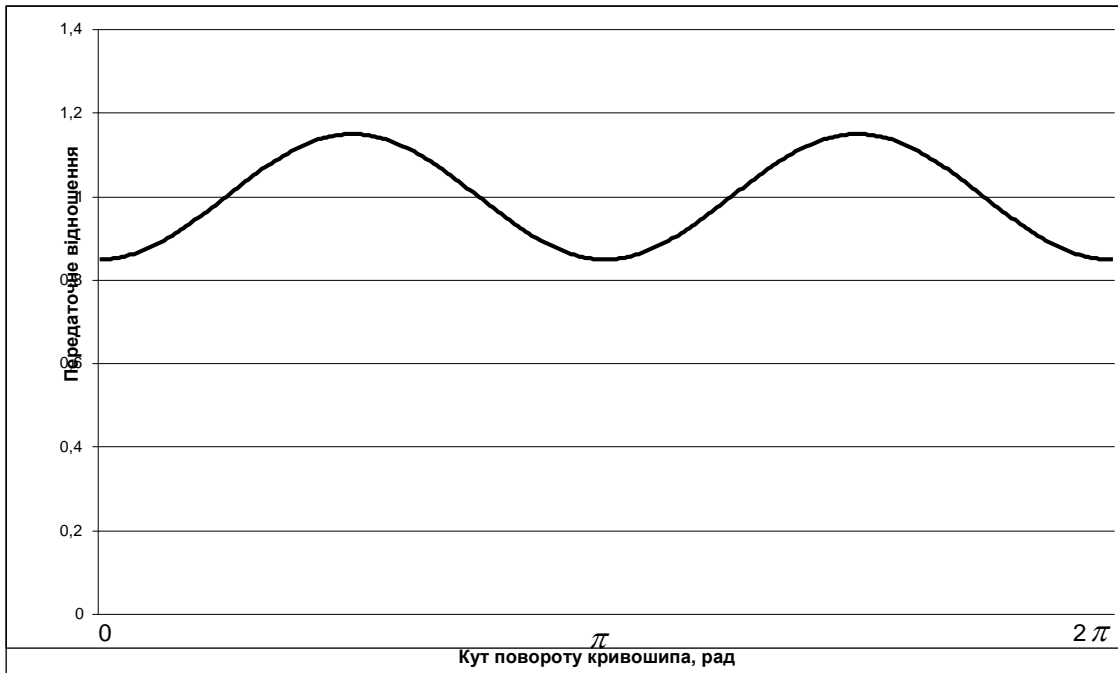


Рис. 5. Графік зміни передаточного відношення передавального механізму

Наклавши функцію зміни передаточного відношення передавального механізму на функцію зміни кутової швидкості та кутового прискорення приводного вала установки (рис. 2 та 3), отримано функції зміни цих параметрів з використанням вказаного передавального механізму, графіки яких зображено на рис. 6 та 7.

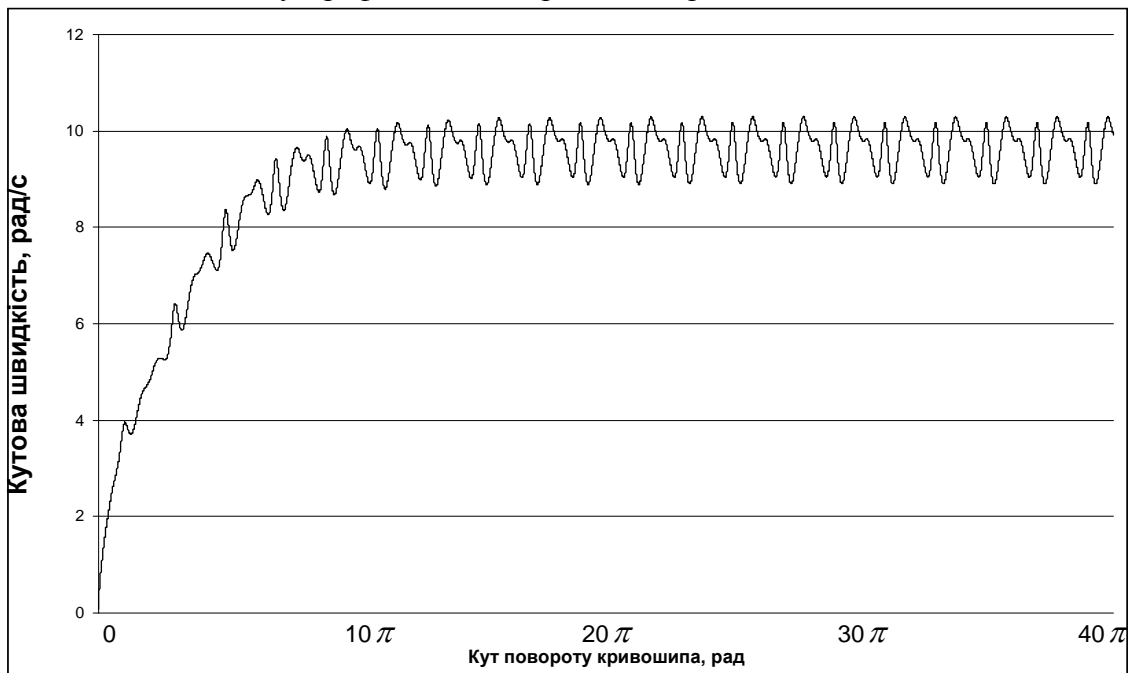


Рис. 6. Графік зміни кутової швидкості приводного вала установки

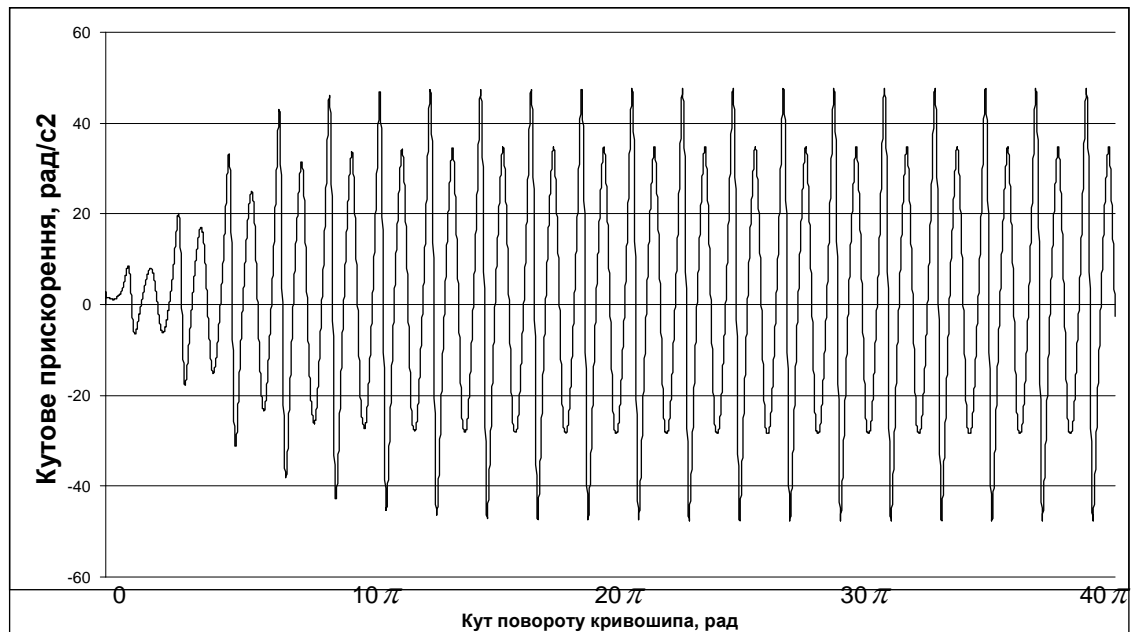


Рис. 7. Графік зміни кутового прискорення приводного вала установки

При застосуванні такого передавального механізму кутова швидкість приводного вала на усталеному режимі руху змінюється в межах від  $\omega_{\min} = 8,91 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha} / \tilde{n}$  до  $\omega_{\max} = 10,29 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha} / \tilde{n}$ . При цьому її середнє значення дорівнює  $\omega_{\text{середнє}} = 9,6 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha} / \tilde{n}$ , а коефіцієнт нерівномірності руху становить  $\delta = 0,144$ , що у 2,62 рази менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму.

Кутове прискорення при усталеному режимі руху кривошипа змінюється в межах від  $\varepsilon_{\min} = -44,54 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha} / \tilde{n}^2$  до  $\varepsilon_{\max} = 44,54 \delta \dot{\alpha} \ddot{\alpha} / \tilde{n}^2$ . При цьому коефіцієнт динамічності становить  $H = 0,423$ , а узагальнений коефіцієнт оцінки руху –  $k_p = 0,443$ , що, відповідно, у 1,22 та 1,47 разів менше в порівнянні з установкою без використання такого передавального механізму.

Таким чином, в результаті проведених досліджень встановлено, що при застосуванні в роликівих формувальних установках з кривошипно-повзунним приводом еліптичної зубчастої передачі зі змінним передаточним відношенням між вихідним валом редуктора та приводним валом кривошипа зменшується нерівномірність руху формувального візка, що приводить до зменшення динамічних навантажень у вузлах установки та підвищення якості ущільнення залізобетонних виробів.

#### Література

1. Ловейкін В.С., Почка К.І., Паламарчук Д.А. Аналіз нерівномірності руху роликівой формувальної установки з кривошипно-повзунним приводом / Сб. науч. тр.: Строительство. Материаловедение. Машиностроение. – Днепропетровск: ПГАСА, 2005. – № 33. – С. 157–169.
2. Ловейкін В.С., Почка К.І. Аналіз нерівномірності руху роликівой формувальної установки з рекуперативним приводом / Підйомно-транспортна техніка. – 2005. – № 4. – С. 19–33.
3. Ловейкін В.С., Почка К.І. Динамічний аналіз роликівой формувальної установки з рекуперативним приводом / Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин: Пр. І-ї Міжнародної науково-технічної конференції (DSR AM - I). – Тернопіль, 2004. – С. 507–514.
4. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин – М.: Наука, 1975. – 640 с.
5. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин / Подъемно-транспортное оборудование. – 1989. – № 21. – С. 16–18.
6. Пат. 26999 U Україна, МКВ В28В13/00 / Установка для формования виробів з вологих сипких сумішей / Ловейкін В.С., Ярошенко В.Ф., Почка К.І. – № u 200706711 заявл. 15.06.07; опубл. 10.10.07, Бюл. № 16.



УДК 629.114

І.І.Заліско, аспірант КНУБА

## ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КІЛЕЦЬ ОПОРНО-ПОВОРОТНОГО КРУГА АВТОМОБІЛЬНОГО КРАНУ

**Актуальність проблеми.** Відомо, що дефекти поверхонь бігових доріжок опорно-поворотного круга (ОПК) при подальшому використанні крану призводять до підклинювання чи повного заклинювання ОПК, до трудомістких процесів або до відсутності можливості їх розбирання, порушенню цілісності різьбових з'єднань, зростання динамічних навантажень на всі металоконструкції й в кінцевому випадку можуть призвести до зниження загальної стійкості автокрану з наступним його перекиданням.

Відомий спосіб [1] ремонту кілець ОПК автокранів за допомогою направлення, проте він застосовний до ОПК малих типорозмірів, котрі не перевищують одного метра у діаметрі. Якщо вказаний вище спосіб застосовувати до ОПК більших типорозмірів ( $d=2,0$  і більше), то виникають незворотні локальні та загальні дефекти, які виключають можливість їхнього використання за прямим призначенням.

Таким чином, висока складність технології ремонту і неможливість її окремих операцій до конструкцій кілець ОПК автокранів, високі вимоги до геометричних параметрів й низькі значення допусків, не дозволяють здійснювати якісний ремонт кілець ОПК автокранів методом направлення поверхні бігової доріжки, а передумовою до пошуку інших "альтернативних" шляхів вирішення цієї проблеми.

**Постановка задач досліджень.** Одним із можливих напрямів підвищення надійності та ресурсу ОПК автокранів є заміна та елементів кочення, а також вдосконалення технологічної обробки їх, а також самих доріжок кочення кілець ОПК.

Для реалізації запропонованих підходів та методів необхідно:

- встановити якісні та кількісні характеристики напружено-деформованого стану (НДС) як кілець ОПК автокранів, так і самих тіл кочення у залежності від стану поверхонь кочення. Останнє вимагає, у свою чергу, розв'язання контактної задачі та встановлення всіх основних характеристик контакту.
- визначити критичний рівень напружень у перерізах самого кільця та тіл кочення.

У свою чергу, аналіз НДС кілець ОПК автомобільного крану та тіл кочення вимагає наступного:

- розробки математичної моделі перерозподілу навантажень на тіла кочення при зношуванні бігових доріжок ОПК;
- розробки математичної моделі, яка б адекватно описувала й досить точно визначала коефіцієнт опору обертання ОПК за різних значень діаметрів кругового ОПК;
- встановити й кількісно оцінити вплив параметрів (геометричних, фізико-механічних) контактної плями тіл кочення на загальний напружений стан кілець ОПК автокранів;
- запропонувати розрахункову схему, яка б дозволяла визначати навантаження на тіла кочення по довжині кілець ОПК.

**Математична модель перерозподілу навантажень на тіла кочення при зношуванні бігових доріжок ОПК автокранів.**

Розглянемо вертикальний переріз ОПК автокранів кулькового типу (рис.1), передбачаючи, що окремі кулі вже зношені й мають менший діаметр у порівнянні з незношеними або зношеними у меншій мірі.

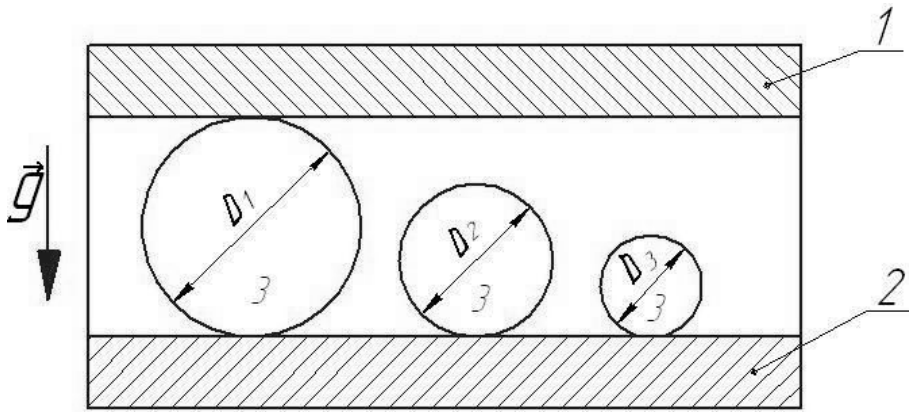


Рис.1. Вертикальний переріз ОПК автокранів з урахуванням зношування тіл кочення.

- 1 - верхня бігова доріжка
- 2 - нижня бігова доріжка
- 3 - кулі різних діаметрів ( $D_1 > D_2 > D_3$ )
- 
- $g$  - вектор прискорення земного тяжіння.

Використовуючи підходи, що приведені в роботах [1,2], можна встановити основні характеристики параметрів контакту тіл у ОПК автокранів для оптимізації тіл кочення - роботу [3].

**А. Розглянемо спочатку випадок, коли матеріал кілець та куль однаковий.** Припустимо навантаження на кулю діаметру  $D_1$  [2]:

$$[F_1] = \frac{[v_{\max}]^3 \cdot R_1^2}{(0,388)^3 \cdot E^2}, \quad (1)$$

де  $R_1 = \frac{D_1}{2}$ ,  $v_{\max}$  - максимальне контактне напруження,  $E$  - модуль пружності матеріалу кілець ОПК та куль.

Зближення кілець при дії на кулю діаметру  $D_1$  сили  $F_1$  визначається за формулою:

$$\Delta_1 = 2 \cdot 1,231 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{[F_1]^2}{E^2}\right)} \cdot \frac{1}{R_1}, \quad (2)$$

де, як і у (1) прийнято, що коефіцієнт Пуассона матеріалу кулі й бігових доріжок  $\mu = 0,3$  [2].

**Б. Матеріали кілець ОПК та куль різні.**

Позначимо у подальшому індекси “ $\sigma_o$ ” фізико-механічні характеристики бігових доріжок ОПК (верхньої та нижньої), а індексом “ $\kappa$ ” такі ж характеристики тіл кочення ОПК автомобільного крану.

Тоді  $E_{\sigma_o} \neq E_{\kappa}$ ,  $\mu_{\sigma_o} \neq \mu_{\kappa}$ .

У такому випадку припустимо навантаження на кулю діаметром  $D_1$  має вигляд:

$$[F_1] = \frac{[v_{\max}]^3 \cdot R_1^2 \cdot \left(\frac{1 - \mu_{\sigma_o}^2}{E_{\sigma_o}} + \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{E_{\kappa}}\right)^2}{(0,5784)^2} \quad (3)$$



Зближення кілець ОПК при дії сили  $[F_1]$  (3) на кулю діаметру  $D_1$  можна визначити наступним чином:

$$\Delta_1 = 2 \cdot 0,8255 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{[F_1]^2}{R_1}\right) \cdot \left(\frac{1 - \mu_{\sigma_0}^2}{E_{\sigma_0}} + \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{E_{\kappa}}\right)^2} \quad (4)$$

Слід зазначити, що у формулі (1) під  $\mathbf{v}_{\max}$  розуміють:

$$\mathbf{v}_{\max} = 0,388 \cdot \sqrt[3]{F_1 \cdot E^2 \cdot \frac{1}{R_1^2}} \quad (5)$$

а у формулі (3) параметр  $\mathbf{v}_{\max}$  слід визначати так:

$$\mathbf{v}_{\max} = 0,5784 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{R_1^2 \cdot \left(\frac{1 - \mu_{\sigma_0}^2}{E_{\sigma_0}} + \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{E_{\kappa}}\right)^2}} \quad (6)$$

Знайдемо тепер зближення кілець ОПК й величини навантажень на кулі  $D_2$  і  $D_3$  - діаметрів (для випадків А та Б).

Якщо матеріали куль та бігових доріжок ОПК автокрану однакові, можна  $\Delta_1$  та  $\Delta_2$  визначити наступним чином:

$$\Delta_2 = \Delta_1 - (D_1 - D_2); \quad \Delta_3 = \Delta_1 - (D_1 - D_2). \quad (7)$$

Слід зазначити, що формули (7) справедливі як для випадку А, так і для випадку Б.

(Допустиме навантаження на кулі  $D_2$  та  $D_3$  - діаметрів для випадку А має вигляд:

$$\begin{cases} F_2 = \frac{\Delta_2 \cdot E}{2 \cdot 1,231} \cdot \sqrt{\frac{\Delta_2 \cdot R_2}{2 \cdot 1,231}} & , R_2 = \frac{D_2}{2}, \\ F_3 = \frac{\Delta_3 \cdot E}{2 \cdot 1,231} \cdot \sqrt{\frac{\Delta_3 \cdot R_3}{2 \cdot 1,231}} & , R_3 = \frac{D_3}{2}. \end{cases} \quad (8)$$

Допустиме навантаження на кулі  $D_2$  і  $D_3$  діаметрів для випадку Б має вигляд:

$$\begin{cases} P_2 = \frac{\Delta_2 \cdot \left(\frac{1 - \mu_{\sigma_2}^2}{E_{\sigma_2}} + \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{E_{\kappa}}\right)^{-1}}{2 \cdot 0,825} \cdot \sqrt{\frac{\Delta_2 \cdot R_2}{2 \cdot 0,8255}} \\ P_3 = \frac{\Delta_3 \cdot \left(\frac{1 - \mu_{\sigma_2}^2}{E_{\sigma_2}} + \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{E_{\kappa}}\right)^{-1}}{2 \cdot 0,825} \cdot \sqrt{\frac{\Delta_3 \cdot R_3}{2 \cdot 0,8255}} \end{cases}, \quad (9)$$

Величини  $\Delta_2$  та  $\Delta_3$  зручно подати у такому виді:

$$\Delta_2 = \Delta_1 \cdot \left\{1 - \frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1}\right\}; \quad \Delta_3 = \Delta_1 \cdot \left\{1 - \frac{(D_1 - D_3)}{\Delta_1}\right\}. \quad (10)$$



Виходячи з формул (8), (10) видно, що у випадку А куля діаметру  $D_2$  недовантажена на величину  ${}_{\Delta}F_2$  (у порівнянні з кулею діаметру  $D_1$ ):

$${}_{\Delta}F_2 = \frac{E \cdot R_1^{1/2} \cdot \Delta_1^{3/2}}{(2 \cdot 1,231)^{3/2}} \cdot \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1} \right]^{3/2} \cdot \left( \frac{R_2}{R_1} \right)^{1/2} \right\}. \quad (11)$$

Аналогічно, куля  $D_3$  – діаметру недовантажена на величину  ${}_{\Delta}P_3$  (у порівнянні з кулею діаметру  $D_1$ ): для випадку А:

$${}_{\Delta}F_3 = \frac{E \cdot R_1^{1/2} \cdot \Delta_1^{3/2}}{(2 \cdot 1,231)^{3/2}} \cdot \left\{ 1 - \left[ 1 - \frac{(D_1 - D_3)}{\Delta_1} \right]^{3/2} \cdot \left( \frac{R_3}{R_1} \right)^{1/2} \right\}. \quad (12)$$

Отже, у випадку А, куля діаметру  $D_1$  у порівнянні з кулею діаметру  $D_2$  перевантажена у:

$$n_{12} = \frac{F_1}{F_2} = \left( \frac{\Delta_1}{\Delta_2} \right)^{3/2} \cdot \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^{1/2} \text{ разів, а у порівнянні з кулею діаметром } D_3 \text{ перша куля (} D_1 \text{)}$$

перевантажена у:

$$n_{13} = \frac{F_1}{F_3} = \left( \frac{\Delta_1}{\Delta_3} \right)^{3/2} \cdot \left( \frac{R_1}{R_3} \right)^{1/2} \text{ разів.}$$

Інакше величини  $n_{12}$  й  $n_{13}$  можна подати наступним чином (для випадку А):

$$\begin{cases} n_{12} = \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^{1/2} \cdot \left[ 1 - \frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1} \right]^{-3/2}; \\ n_{13} = \left( \frac{R_1}{R_3} \right)^{1/2} \cdot \left[ 1 - \frac{(D_1 - D_3)}{\Delta_1} \right]^{-3/2}. \end{cases} \quad (13)$$

Вважаючи, що  $\frac{\Delta_1}{R_1} \ll 1$  можна отримати з (13) наближені формули:

$$n_{12} \approx \left[ 1 - \frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1} \right]^{-3/2}; \quad n_{13} \approx \left[ 1 - \frac{(D_1 - D_3)}{\Delta_1} \right]^{-3/2}. \quad (14)$$

Нижче, у таблиці 1 надані результати розрахунку  $n_{12}$  для різних значень  $\frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1}$ .

Таблиця 1. Значення  $n_{12}$  для різних  $\frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1}$  за (14)

$\frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1}$	$n_{12}$	$\frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1}$	$n_{12}$	$\frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1}$	$n_{12}$
0,01	1,015	0,25	1,540	0,50	2,828
0,05	1,080	0,30	1,707	0,55	3,313
0,10	1,171	0,35	1,908	0,60	3,953
0,15	1,276	0,40	2,152	0,65	4,829
0,20	1,398	0,45	2,452	0,70	6,086



Отже, як випливає з результатів розрахунків, поданих у табл. 1 для випадку А зміна показника  $\frac{(D_1 - D_2)}{\Delta_1}$  у діапазоні (0,01...0,70) призводить до перевантаження на кулі діаметром  $D_1$  у (1,015...6,086) разів.

Слід зазначити, що максимальні значення дотичного ( $\tau_{msx}$ ) та нормального ( $\nu_{1max}$ ) напружень визначається з наступних виразів:

а) випадок А –

$$\tau_{msx} = \frac{1}{3} \nu_{max}; \quad \nu_{1max} = 0,133 \nu_{max},$$

$$\text{де } \nu_{max} = 0,388 \cdot \sqrt[3]{F_1 \cdot E^2 \cdot \frac{1}{R_1^2}};$$

(15)

б) Випадок Б –

$$\tau_{msx} = \frac{1}{3} \nu_{max}; \quad \nu_{1max} = 0,133 \nu_{max}, \quad (16)$$

$$\text{де } \nu_{max} = 0,5784 \cdot \sqrt[3]{\frac{F_1}{R^2} \cdot \left( \frac{1 - \mu_{\delta_2}^2}{E_{\delta_2}} + \frac{1 - \mu_{\kappa}^2}{E_{\kappa}} \right)^{-2}}$$

**Математична модель для визначення коефіцієнту опору обертанню ОПК та самих куль (тіл кочення).**

Розріз однорідного опорно-поворотного кульового круга (рис.2,а) та його розрахункова схема (рис.2,б) подані на рис.2.

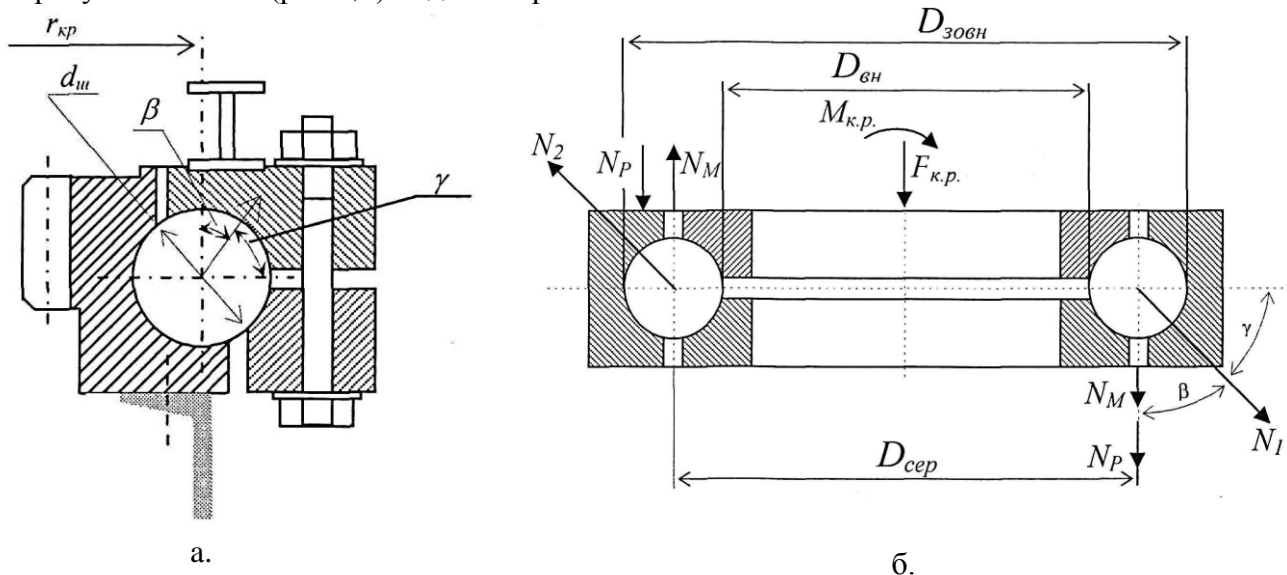


Рис.2. Опорно-поворотний круг:  
а – переріз; б-розрахункова схема.

Умовний тиск і навантаження на бігову доріжку від сили (F) й моменту (M) можна подати наступними співвідношеннями:

$$\sigma_p = \frac{F_{к.р.}}{\frac{\pi}{4} \cdot (D_{зовн.}^2 - D_{вн.}^2) \cdot \cos \beta}, \quad (17)$$

$$\sigma_M = \frac{M_{к.р.}}{\frac{\pi}{32} \cdot \left\{ \frac{D_{зовн.}^2 - D_{вн.}^2}{D_{зовн.}} \right\} \cdot \cos \beta}, \quad (18)$$

$$\text{де } D_{сер} = \frac{D_{зовн.} - D_{вн.}}{2}.$$

При цьому максимальне значення напруження складає:

$$\sigma_{\max} = 0,245 \cdot n_p \cdot \sqrt[3]{N \cdot E^2 \cdot \left( \frac{2r_g - r_k}{r_g \cdot r_k} \right)} \leq [\sigma], \quad (19)$$

де  $r_g$  - радіус бігової доріжки,  $r_k$  - радіус кульки,  $N$  - сумарне значення напружень для матеріалу ОПК,  $n_p$  - коефіцієнт запасу міцності матеріалу ОПК при стискуванні-розтягу.

Визначимо далі вплив на коефіцієнт опору обертанню ОПК різних механічних, фізичних та геометричних факторів.

Складові силових навантажень (див. рис.2,б) визначаються наступним чином:

$$N_p = \frac{1}{2} \cdot F_{к.р.}; N_M = \frac{M_{к.р.}}{D_{сер}}; N_{np} = \frac{N_p + N_M}{\cos \beta}; N_l = \frac{N_p - N_M}{\cos \beta}; \quad (20)$$

$$F_{np} = \frac{2N_{np} \cdot k_{np}}{r_k}; F_l = \frac{2N_l \cdot k_l}{r_k}; \quad (21)$$

Моменти розраховуються так:

$$M_{np} = F_{np} \cdot \frac{D_{сер}}{2}; M_l = F_l \cdot \frac{D_{сер}}{2}; M_{\Sigma} = M_{np} + M_l. \quad (22)$$

Коефіцієнт тертя можна визначити за формулою:

$$f = \frac{M_{\Sigma} \cdot \cos \beta}{(N_{np} + N_l) \cdot D_{сер}}. \quad (23)$$

Використовуючи (21), (22) вираз (23) можна подати так:

$$f = \frac{M_{\Sigma} \cdot \cos \beta}{N_p \cdot D_{сер}}, \quad (24)$$

$$\text{тоді: } M_{\Sigma} = (2N_{np} \cdot D_{сер} \cdot f) / \cos \beta. \quad (25)$$

Отже, з (25) випливає, що  $M_{\Sigma} \propto D_{сер}^1$ .

Зі співвідношень (21)-(24) можна отримати:

$$f = \frac{\left( 1 + \frac{N_M}{N_p} \right) \cdot k_{np} + \left( 1 - \frac{N_M}{N_p} \right) \cdot k_l}{2r_k}. \quad (26)$$

У (21) та (26)  $k_{np}$  і  $k_l$  - коефіцієнти тертя кочення правої та лівої куль (рис.2,б) ОПК. З (26) для  $r_k$  маємо:



$$r_k = \frac{(k_{np} + k_l) + \frac{2 \cdot M_{к.р.}}{F_{к.р.} \cdot D_{сер}} \cdot (k_{np} - k_l)}{2f}. \quad (27)$$

Міняючи у (27)  $r_k$  та  $f$  місцями отримаємо  $f \propto D_{сер}^{-1}$ .

Тоді як для діаметру кульки з (27) матимемо:

$$d_k = \frac{(k_{np} + k_l) + \frac{2 \cdot M_{к.р.}}{F_{к.р.} \cdot D_{сер}} \cdot (k_{np} - k_l)}{f}. \quad (28)$$

Таким чином,  $d_k \propto D_{сер}^{-1}$ . При зростанні  $d_k \propto D_{сер}$ , то  $d_k$  спадає, і навпаки.

$$\lim_{D_{сер} \rightarrow \infty} (d_k) = \frac{(k_{np} + k_l)}{f}. \quad (29)$$

$D_{сер} \rightarrow \infty$

Чисельний розрахунок за формулою (28) показує, що при зміні  $d_k$  на +15% (з  $d_k = 60 \cdot 10^{-3}$  м до  $d_k = 70 \cdot 10^{-3}$  м) для типових ОПК автокранів, коефіцієнт  $f$  (26) зменшується на ту ж величину -15% ( $f_{поч.} = 0,016$ ;  $f_{кін.} = 0,0135$ ).

### Висновки:

1. Збільшення діаметрів куль ОПК автокранів на +15% у порівнянні з їх нормативними значеннями ( $d_k = 60 \cdot 10^{-3}$  м) призводить до зменшення приведенного коефіцієнту опору обертанню ОПК  $f$  до -15%.
2. Встановлено, що при зміні відношення  $\frac{N_M}{N_p} \propto D_{сер}^{-1}$  коефіцієнт  $f$  теж змінюється, а саме: зростання  $D_{сер}$  зменшує  $f_0$ .
3. Збільшуючи  $d_k$  ( $r_k$ ) й зменшуючи  $D_{сер}$ , можна отримати менші значення  $f$  й опору обертання  $\propto M_{\Sigma}$ , що дає можливість підвищити експлуатаційний ресурс ОПК автокранів.

### Література

1. Казанский А.М. Современные конструкции и расчет опорно-поворотных кругов. – М.: ЦНШТЭстроймаш. 1980.-55с.
2. Писаренко Г.С., Яковлев А.П., Матвеев В.В. Справочник по сопротивлению материалов. – Киев: Наукова думка, 1988.-736с.
3. Орлова А.В. Оптимизация рабочих поверхностей опор качения. – М.: Наука, 1973.-83с.

УДК 629.114

С.А. Коваленко, аспірант КНУБА

### ДОСЛІДЖЕННЯ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ ПОПЕРЕЧНОГО ПЕРЕРІЗУ ТЕЛЕСКОПІЧНОЇ СТІЛИ АВТОКРАНУ

**Актуальність проблеми, передумови та допущення.** Для проведення теоретично обґрунтованих розрахунків на міцність конструкцій секцій телескопічної стріли автокрану не достатньо знати тільки закон розподілу контактних напружень. Повна характеристика напруженого стану цього вузла стріли визначається компонентами тензору напружень у кожній точці вузла або у найбільш напружених точках. В роботі робиться припущення, що секції телескопічної стріли на етапі аналітичних досліджень представляються як циліндри. Для визначення компонент тензору напружень у довільній точці охоплюючої секції стріли представляються круговим отвором при дії заданих контактних навантажень. При цьому розглянуті випадки, коли радіуси кругового отвору й внутрішньої секції стріли рівні або мало відрізняються між собою [1].

**Методика та результати теоретичних досліджень.** Розглянемо пружний циліндр (зовнішній охоплюючий)  $S_1$  з круговим отвором радіуса  $R_1$ , у котрий встановлений круговий циліндр (внутрішня секція) стріли автокрану  $S_2$  радіусу  $R_2$ . У центрі тіла  $S_2$  прикладена зосереджена сила  $P_0$  (враховує вагу внутрішнього та зовнішнього охоплюючого циліндрів секції телескопічної стріли автокрану) див. (рис.1). Вважаємо, що сили тертя на поверхні контакту між тілами  $S_1$  та  $S_2$  відсутні. У такому випадку у області контакту виникають тільки нормальні напруження  $\sigma_\alpha = -p(\alpha)$ , де  $p(\alpha)$  - контактний тиск. Задача полягає у встановленні напруженого стану у області  $S_1$ , тобто у визначенні компонентного  $\sigma_\alpha$ ,  $\sigma_\alpha$ ,  $\tau_{\alpha\alpha}$  тензору напружень для сформульованої задачі.

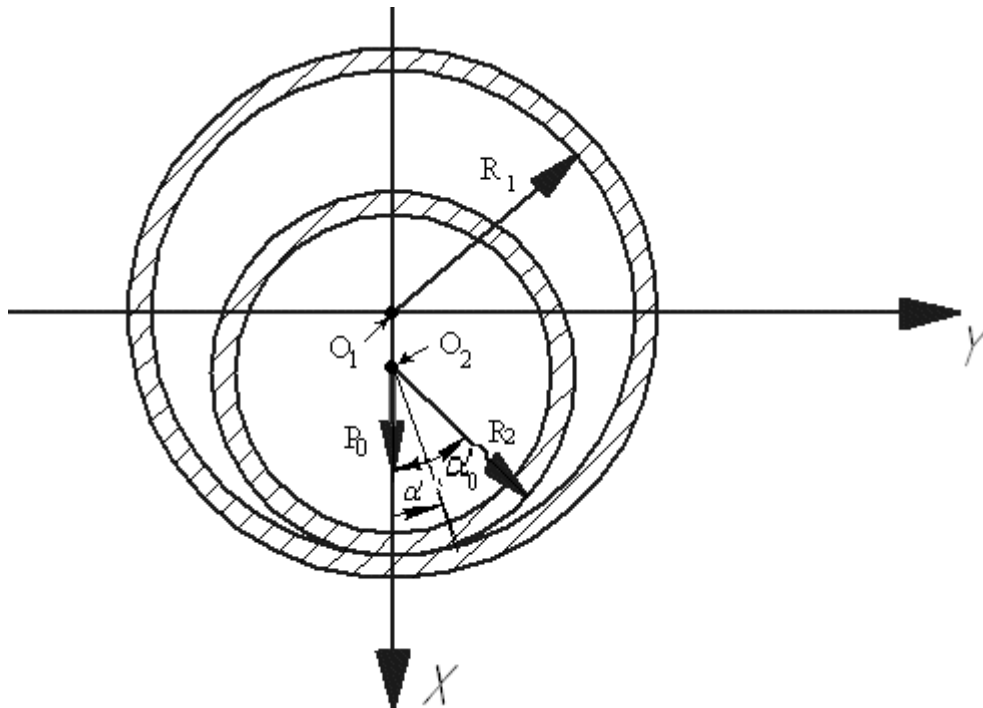


Рис.1. Геометрія задачі



Для плоскої задачі теорії пружності компоненти  $v_r, v_\alpha, \tau_{r\alpha}$  тензора напружень можна визначити, використовуючи співвідношення для цих величин, отримані у випадку, коли відомі комплексні потенціали Колосова-Мусхемішвілі [3,4]  $\phi_1(z)$  та  $\psi_1(z)$ , а саме:

$$\phi_1(z) = \frac{1}{2\pi i} \int_L \frac{p(t)dt}{t-z} + \frac{\alpha_1 \cdot P_0}{2\pi \cdot (1+\alpha_1)z}, \quad i^2 = -1, \quad (1)$$

$$\psi_1(z) = -\frac{R_1^2}{2\pi i z} \int_L \frac{p'(t)dt}{t-z} + \frac{\alpha_1 \cdot P_0 \cdot R_1^2}{\pi \cdot (1+\alpha_1)z^3} + \frac{\alpha_1 \cdot P_0}{2\pi \cdot (1+\alpha_1) \cdot z} + \frac{R_1 A_1}{z^2}, \quad (2)$$

$$A_1 = \frac{R_1}{2\pi i} \int_L \frac{p'(t)dt}{t-z},$$

де  $z = r \cdot e^{i\alpha}$  ( $r \geq R_1, 0 \leq \alpha \leq 2\pi$ ),  $t = R_1 \cdot e^{i\theta}$ .

При чому:

$$\begin{cases} v_r + v_\alpha = 2 \cdot [\phi_1(z) + \overline{\phi_1(z)}], \\ v_\alpha - v_r + 2i \cdot \tau_{r\alpha} = 2 \cdot [z \cdot \phi_1'(z) + \psi_1(z)] e^{2i\alpha}, \\ 2 \cdot G_1 \cdot (v_r + i v_\alpha) = [\alpha_1 \phi_1(z) - z \cdot \phi_1'(z) - \psi_1(z)] \cdot e^{2i\alpha}, \end{cases} \quad (3)$$

де  $\phi(z) = \phi_1'(z)$ ,  $\psi_1(z) = \psi'(z)$ ,  $\phi_1'(z) = \phi''(z)$ , а функції  $\phi(z)$ ,  $\psi(z)$  - аналогічні (комплексні потенціали), які виражають компоненти напруження ( $v_x, v_y, \tau_{xy}$ ) та переміщення ( $u, v$ ) у декартовій системі координат [4].  $v_r, v_\alpha$  - складові вектора переміщення у полярній системі координат ( $r, \alpha$ ). (Риска над функціями у формулах виражає комплексне спрощення щодо комплексної змінної  $z$ ).

Таким чином, якщо відомий розподіл контактної тиску  $p(t)$  у області контакту  $L$ , то користуючись формулами, можна обчислити напруження у довільній точці області  $S_1$ .

Використовуючи результати робіт [1,2], можна показати, що у випадку стискування циліндрів (секцій  $S_1$  та  $S_2$  однакових радіусів ( $R_1 = R_2$ )) й довільних пружних властивостей кожної з секцій  $p(\alpha)$  розраховують з наступного рівняння:

$$\frac{1}{\pi} \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} \operatorname{ctg} \left( \frac{\alpha - \theta}{2} \right) p'(\theta) d\theta - 2\gamma_1 \cdot p(\alpha) - \frac{4P_0}{\pi R} \cdot \gamma_2 \cdot \cos \alpha - \frac{\gamma_3}{\pi} \cdot \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p(\alpha) d\alpha = 0, \quad (4)$$

$$-\alpha_0 \leq \alpha \leq \alpha_0$$

Тут коефіцієнти  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$  визначаються наступними формулами:

$$\gamma_1 = \frac{(1-\alpha_1) \cdot G_2 - (1-\alpha_2) \cdot G_1}{(1+\alpha_1) \cdot G_2 + (1+\alpha_2) \cdot G_1}, \quad \gamma_2 = \frac{\alpha_1 \cdot G_2 + G_1}{(1+\alpha_1) \cdot G_2 + (1+\alpha_2) \cdot G_1},$$

$$\gamma_3 = \frac{(1+\alpha_1) \cdot G_2}{(1+\alpha_1) \cdot G_2 + (1+\alpha_2) \cdot G_1}, \quad (5)$$

де  $G_{1,2}$  - модулі зсуву тіл  $S_1$  та  $S_2$ , а

$$\alpha_{1,2} = \begin{cases} (3-4\nu_{1,2}) - & \text{для плоскої деформації;} \\ \frac{(3-4\nu_{1,2})}{(1+\nu_{1,2})} - & \text{для узагальненого плоского напруженого стану.} \end{cases}$$

У рівнянні (4) виконаємо заміну змінних, вважаючи:

$$\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2}\right) = a \cdot \cos \theta, \quad \operatorname{tg}\left(\frac{\theta}{2}\right) = a \cdot \cos \varphi, \quad a = \operatorname{tg}\left(\frac{\alpha_0}{2}\right), \quad (6)$$

$2\alpha_0$  - кут контакту (при посадці  $S_2$  у  $S_1$  із зазором).

Тоді матимемо:

$$\left\{ \begin{aligned} \operatorname{ctg}\left(\frac{\alpha-0}{2}\right) &= \frac{1+a^2 \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi}{a \cdot (\cos \theta - \cos \varphi)}; d\theta = -\frac{2a \cdot \sin \varphi \cdot d\varphi}{(1+a^2 \cdot \cos^2 \varphi)}; \sin \alpha = \frac{2a \cdot \cos \theta}{1+a^2 \cdot \cos^2 \theta}; \\ \cos \alpha &= \frac{(1-a^2 \cdot \cos^2 \theta)}{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta)}; \operatorname{ctg}\left(\frac{\alpha-0}{2}\right) \cdot p'(\theta)d\theta \cdot p'(\varphi)d\varphi - \frac{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta) p'(\varphi)}{a(\cos \varphi - \cos \theta)} d\varphi. \end{aligned} \right. \quad (7)$$

З урахуванням співвідношень (7) рівняння (4) приймає вид:

$$\frac{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta)}{\pi a} \cdot \int_0^\pi \frac{p'(\varphi)d\varphi}{(\cos \varphi - \cos \theta)} - 2\gamma_1 \cdot p(\theta) - \gamma_3 \cdot \frac{C_0}{\pi} - \frac{4 \cdot P_0 \cdot \gamma_2}{\pi R} \cdot \frac{(1-a^2 \cdot \cos^2 \theta)}{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta)} = 0, \quad (8)$$

$$0 \leq \theta \leq \pi,$$

$$\text{де } C_0 = \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p(\alpha) d\alpha = 2a \int_0^\pi \frac{p(\theta) \cdot \sin \theta d\theta}{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta)}. \quad (9)$$

При посадці секції  $S_2$  у круговий отвір у секції  $S_1$  з початковим зазором  $\varepsilon = R_1 - R_2$  (див. рис.1) й притискуванні сили  $P_0$ , прикладеної у центрі циліндру, із врахуванням (6), (7) та результатів робіт [1-6], для контактної тиску  $p(\theta)$  матимемо наступне рівняння:

$$\frac{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta)}{\pi a} \cdot \int_0^\pi \frac{p'(\varphi)d\varphi}{\cos \varphi - \cos \theta} - 2\gamma_1 \cdot p(\theta) - \gamma_3 \cdot \frac{C_0}{\pi} - \frac{4 \cdot \gamma_2 \cdot P_0}{\pi R} \cdot \frac{(1-a^2 \cdot \cos^2 \theta)}{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta)} = \frac{8\varepsilon\gamma_4 G_1}{R}, \quad (10)$$

$$0 \leq \theta \leq \pi,$$

$$\text{де } \gamma_4 = \frac{G_2}{(1+\varepsilon_1) \cdot G_2 + (1+\varepsilon_2) \cdot G_1}. \quad (11)$$

Протяжність дуги контакту у розрахованому випадку визначається з умови рівності нулю головного вектору всіх сил, прикладених до циліндра  $S_2$ . Ця умова виражається рівнянням для головного вектора сил зовнішнього впливу  $P_0$  (у якій об'єднана вага тіл  $S_1$  та  $S_2$ ):

$$P_0 = R \int_{-\alpha_0}^{\alpha_0} p(\alpha) \cos \alpha d\alpha = 2aR \int_0^\pi \frac{p(\theta)(1-a^2 \cdot \cos^2 \theta) \cdot \sin \theta d\theta}{(1+a^2 \cdot \cos^2 \theta)^2}. \quad (12)$$

(У (12) покладено  $R = R_1 \approx R_2$ ).

Слід зазначити, що визначення контактних напружень у загальному випадку стискування циліндрів з різними пружними властивостями зводиться до розв'язку інтегродиференціальних рівнянь або інтегральних рівнянь Фредгольма з ядрами, які мають логарифмічні особливості.

Оскільки не існує методів побудови точних розв'язків таких рівнянь, крім деяких частинних випадків, слід їх розв'язувати наближено. Зокрема, відомий цілий спектр подібних методів, викладений у роботах [5,6], яким ми й скористаємось.

Широке розповсюдження при розв'язуванні інтегральних рівнянь, до яких зводяться контактні задачі, набув метод Мультиппа, обґрунтований у роботі [7] й вперше застосований до контактних задач у роботі [8]. Результати вказаних робіт також будуть у подальшому використані при наближеному розв'язуванні наведених вище інтегральних (інтегродиференціальних) рівнянь.

Наближений розв'язок (8) та (10) може бути виражений формулою:



$$p(\alpha) = \gamma \cdot \sum_{m=1}^{2N-1} k_m \cdot \sin(m \arccos x), \quad m=1,3,5,\dots,2N-1 \quad (13)$$

Тут  $x = \frac{tg\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{a}$ ,  $a = tg\left(\frac{\alpha}{2}\right)$ ,  $\gamma = \frac{P_0}{R_1}$  та  $\gamma = \frac{\varepsilon E_1}{R_1}$  відповідно до випадків рівних і близьких

радіусів контактуючих секцій стріли автокрану,  $k_m$  - задані числові коефіцієнти. Використовуючи метод роботи [2] та обираючи у (13)  $N=4$ , для випадку секцій (циліндрів стріли автокрану однакових радіусів) матимемо:

$$\begin{aligned} v_r + v_\alpha = & 2\gamma \cdot \operatorname{Re} \left\{ k_0 \cdot \left( -\frac{\sqrt{m_1}}{1+\rho \cdot v} - b_n \right) + b \cdot k_2 \cdot \left( \frac{b \cdot n^2 \cdot \sqrt{m_1}}{1+\rho \cdot v} + b^2 \cdot n^3 + \frac{1}{2} n \right) + \right. \\ & + b \cdot k_4 \cdot \left( \frac{b^3 \cdot n^4 \cdot \sqrt{m_1}}{1+\rho \cdot v} - b^4 \cdot n^5 - \frac{1}{2} b^2 \cdot n^3 + \frac{1}{8} n \right) + \\ & \left. b \cdot k_6 \cdot \left( \frac{b^5 \cdot n^6 \cdot \sqrt{m_1}}{1+\rho \cdot v} + b^6 \cdot n^7 + \frac{1}{2} b^4 \cdot n^5 - \frac{1}{8} b^2 \cdot n^3 + \frac{1}{16} n \right) + 2A_2 \right\} + \operatorname{Re} \left\{ \frac{2\alpha_1 P_0}{\pi \cdot (1+\alpha_1) \cdot R_1 \cdot \rho \cdot v} \right\}. \quad (13) \end{aligned}$$

$$\text{Тут } \rho = \frac{r}{R_1}, \quad m_1 = (1+b^2) \cdot (1+\rho^2 \cdot v^2) + 2(1-b^2) \cdot \rho \cdot v, \quad v = e^{i\alpha}, \quad n = (1-\rho v) / (1+\rho v),$$

$$b = ctg\left(\frac{\alpha_0}{2}\right), \quad k_0 = k_1 - k_3 + k_5 - k_7, \quad k_2 = 4k_3 - 12k_5 + 24k_7, \quad k_4 = 16k_5 - 8k_7, \quad k_6 = 64k_7 \text{ при}$$

чому коефіцієнти  $k_1, k_3, k_5, k_7$  знаходяться в системі рівнянь:

$$\begin{cases} \sum_{m=1}^{2N-1} k_m \cdot A_{m\mu} = 0, \mu = 1, 2, \dots, N-1, \\ 2\pi \cdot \cos\left(\frac{\alpha_0}{2}\right) \cdot \sum_{m=1}^{2N-1} k_m \cdot m \cdot \sin\left(\frac{m\pi}{2}\right) \cdot tg^m\left(\frac{\alpha_0}{4}\right) = 1. \end{cases} \quad (14)$$

У (14) знаходимо зі співвідношення:

$$\begin{aligned} A_2 = & \frac{k_2}{2} \cdot (\sqrt{b^2+1} - b) + \frac{1}{2} b \cdot k_2 \cdot \left( b^2 - b\sqrt{b^2+1} + \frac{1}{2} \right) + \frac{1}{2} b k_4 \cdot \left( -b^4 + b^3 \cdot \sqrt{b^2+1} - \frac{1}{2} b^2 + \frac{1}{8} \right) + \\ & + \frac{1}{2} b k_6 \cdot \left( b^6 - b^5 \cdot \sqrt{b^2+1} + \frac{1}{2} b^4 - \frac{1}{8} b^2 + \frac{1}{16} \right). \quad (15) \end{aligned}$$

Аналогічним шляхом можна отримати для ( $R_1 = R_2$ ):

$$\begin{aligned} v_\alpha - v_r + 2i \cdot \tau_{r\alpha} = & \gamma \cdot \left\{ \frac{(\rho^2 - 1)}{\rho} \cdot v \left[ k_0 \cdot \left( \frac{\sqrt{m_1}}{(1+\rho \cdot v)^2} - \frac{C_1}{\sqrt{m_1} \cdot (1+\rho v)} + \frac{2b}{(1+\rho v)^2} \right) + b \cdot k_2 \cdot \right. \right. \\ & \left. \left( -\frac{bn \cdot (5-\rho v) \sqrt{m_1}}{(1+\rho v)^3} + \frac{b C_1 \cdot n^2}{(1+\rho v) \cdot \sqrt{m_1}} - \frac{6 \cdot b^2 \cdot n^2 + 1}{(1+\rho v)^2} \right) + b \cdot k_4 \cdot \left( \frac{b^3 n^3 \cdot (9-\rho v) \sqrt{m_1}}{(1+\rho v)^3} - \frac{b^3 n^4 C_1}{(1+\rho v) \sqrt{m_1}} + \frac{40b^4 n^4 + 12b^2 n^2 - 1}{4 \cdot (1+\rho v)} \right) + \right. \\ & \left. + b \cdot k_6 \cdot \left( -\frac{b^5 \cdot n^5 \cdot (13-\rho v) \sqrt{m_1}}{(1+\rho v)^3} + \frac{b^6 \cdot n^6 \cdot C_1}{(1+\rho v) \sqrt{m_1}} - \frac{112b^6 \cdot n^6 + 40b^4 \cdot n^4 - 6b^2 \cdot n^2 + 1}{8 \cdot (1+\rho v)^2} \right) \right] + \frac{4A_2}{\rho_2} \left\} + \right. \\ & \left. + \frac{\alpha_1 \cdot P_0 \cdot v}{\pi \cdot (1+\alpha_1) \cdot R_1 \cdot \rho} + \frac{\alpha_1 \cdot P_0 \cdot (2-\rho^2)}{\pi \cdot (1+\alpha_1) \cdot R_1 \cdot \rho^3 \cdot v}, \right. \end{aligned}$$

$$\text{де } C_1 = (1+b^2)\rho v + 1 - b^2, i^2 = -1. \quad (16)$$



За формулами (13) та (16) Були розраховані напруження  $\sigma_x, \sigma_y, \tau_{xy}$  у охоплюю чому циліндрі ( $S_1$ ) та ( $S_2$ ), тобто  $R_1$  і  $R_2$  рівні, а матеріали їх однакові. Для такої задачі коефіцієнти  $k_1, k_3, k_5, k_7$  та  $\alpha_0$ , рад наведені у табл.1.

Таблиця 1. Значення коефіцієнтів  $k_m, m=1,3,5,7$  та  $\alpha_0$ , рад.

Співвідношення модулів Юнга	$k_1$	$k_3$	$k_5$	$k_7$	$\alpha_0$
$E_2 / E_1 = 0$	0,4918	-0,0815	0,0137	-0,0024	1,615
$E_2 / E_1 = 0,5$	0,5164	-0,0683	0,0101	-0,0015	1,516
$E_2 / E_1 = 1$	0,5261	-0,0630	0,0090	-0,0013	1,481
$E_2 / E_1 = 2$	0,5346	-0,0582	0,0082	-0,0011	1,405
$E_2 / E_1 = \infty$	0,5491	-0,0498	0,0071	-0,0008	1,402

Зміна напружень  $\sigma_r$  та  $\sigma_\alpha$  вздовж вертикальної вісі ОХ (див. рис. 1) зображена на рис.2. Як видно з цього рисунка, нормальні напруження  $\sigma_r$  та  $\sigma_\alpha$  мають найбільше значення на поверхні кривого отвору у тілі  $S_1$  (циліндрі  $R_1$ -радіусу). При віддаленні від поверхні отвору у  $S_1$  ( $r > R_1$ ) ці напруження поступово зменшуються. Дотичні напруження  $\tau_{r\alpha}$  для всіх точок осі ОХ відсутні. Тому для довільної вісі ОХ напруження  $\sigma_r$  та  $\sigma_\alpha$  є головними. У відповідності з таким розподілом нормальних напружень максимальні дотичні напруження  $\tau_{\max}$ , підраховані як напіврізниця головних напружень  $\sigma_r$  та  $\sigma_\alpha$ , мають найбільше значення у поверхневих точках кругового отвору у  $S_1$  (див. рис.2).

Слід зазначити, що напруження на рис.2 виражені у долях  $p_0$ , де  $p_0 = -(\sigma_r)_{\max} = -0,6 \cdot P_0 / R$ .

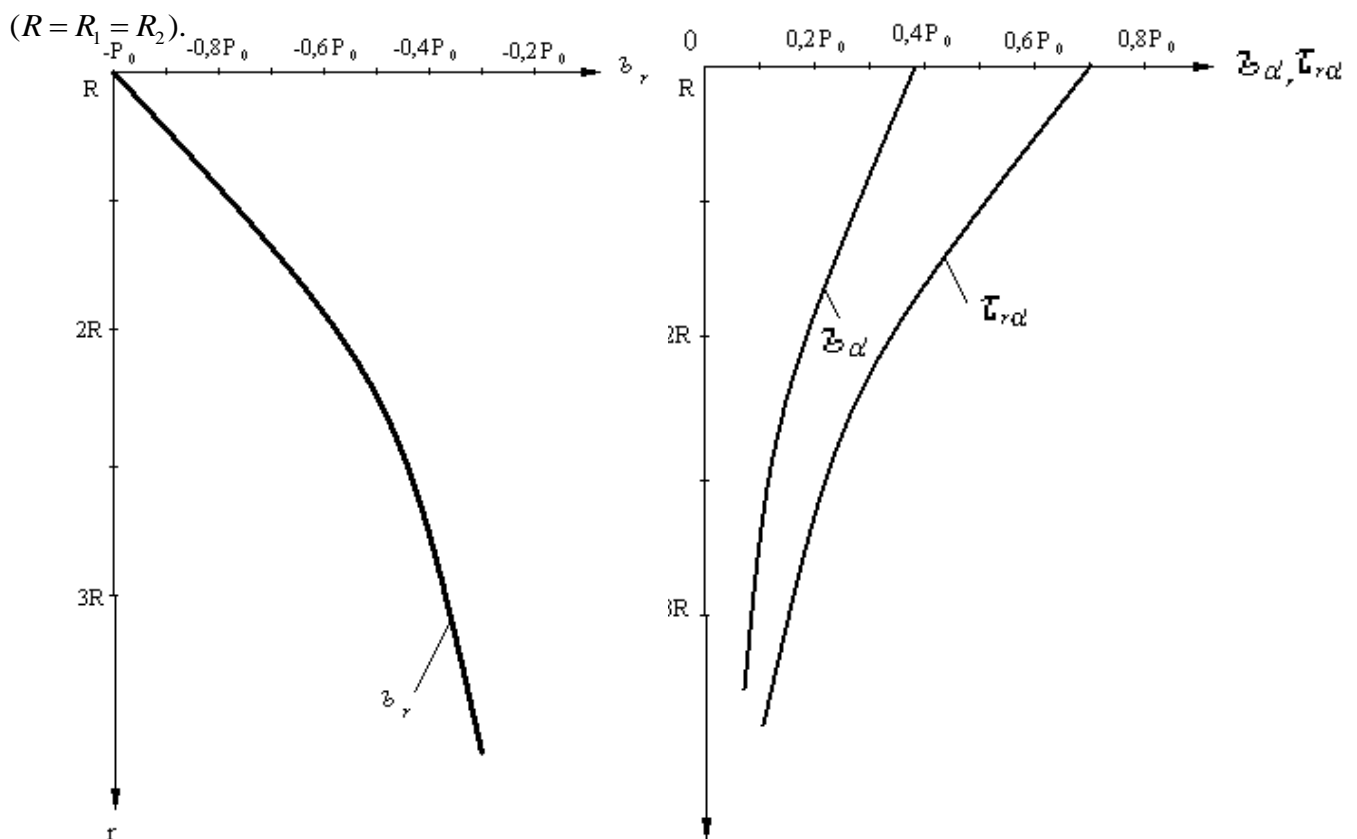


Рис.2. Напруження у тілі  $S_1$  ( $r > R_1$ ) для випадку  $R = R_1 = R_2, E_1 = E_2$ :  $a - \sigma_r; \delta - \sigma_\alpha, \tau_{r\alpha}$



Подальшими дослідженнями передбачається оцінити напруження для різних форм секцій телескопічної стріли, визначити критерії, за якими можна оптимізувати реальну форму перерізу секції.

**Висновки:**

1. Запропонований метод та отримані результати визначення напружено-деформованого стану секцій телескопічної стріли автокрану.
2. Отримані аналітичні залежності для визначення головного вектора сил зовнішнього впливу з різними пружними властивостями.
3. Виконаний аналіз зміни нормальних напружень для різних точок контакту секцій стріли.

*Література*

1. *Панасюк В.В., Теплий М.Й.* Розподіл напружень в циліндричних тілах при їх внутрішньому контакті // ДАНУРСР. Серія А – 1971. №6 с.549-553.
2. *Теплий М.Й.* О расчете напряжений в цилиндрических сопряжениях // Проблемы прочности – 1979. №9 с. 97-100.
3. *Колосов Г.В.* Применение комплексной переменной к теории пружности. – М., Л.: ОНТИ, 1935.-250с.
4. *Мухелишвили Н.И.* Сингулярные интегральные уравнения. – М.: Наука, 1968. – 511с.
5. *Гафнер С.Л., Добычин М.Н.* к расчету угла контакта при внутреннем соприкосновении цилиндрических тел, радиусы которых почти равны // Машиноведение. 1973, - №2. – с. 69-73.
6. *Кочанов Ф.П.* Решение обобщенной задачи Н.Я. Штермана // ДАН СССР – 1967. – Т.173, №5 – с. 1028-1031.
7. *Натансон И.П.* Конструктивная теория функций. – М.; Л.: Гостехиздат, 1949. – 688с.
8. *Каландия А.И.* К контактным задачам теории упругости // Прикладная математика и механика. – 1957. – Т.21. №3, с. 389-398.

УДК 621. 87.

*В.С. Ловейкін, д-р. техн. наук, професор КНУБА,  
О.Г. Шевчук, студент КНУБА*

### ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ВИЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА З ШАРНІРНО-ЗЧЛЕНОВАНОЮ СТІЛОВОЮ СИСТЕМОЮ

Простановка проблеми. Баштові крани з шарнірно-зчленованою стріловою системою (рис.1) використовується для висотного будівництва. Стріла таких кранів складається з основної та допоміжної секцій. Основна секція з'єднана з баштою шарніром і повертається відносно нього на кут  $90^\circ$  з іншого боку до неї приєднана допоміжна секція яка знаходиться завжди в горизонтальному положенні. По допоміжній секції рухається вантажна каретка.

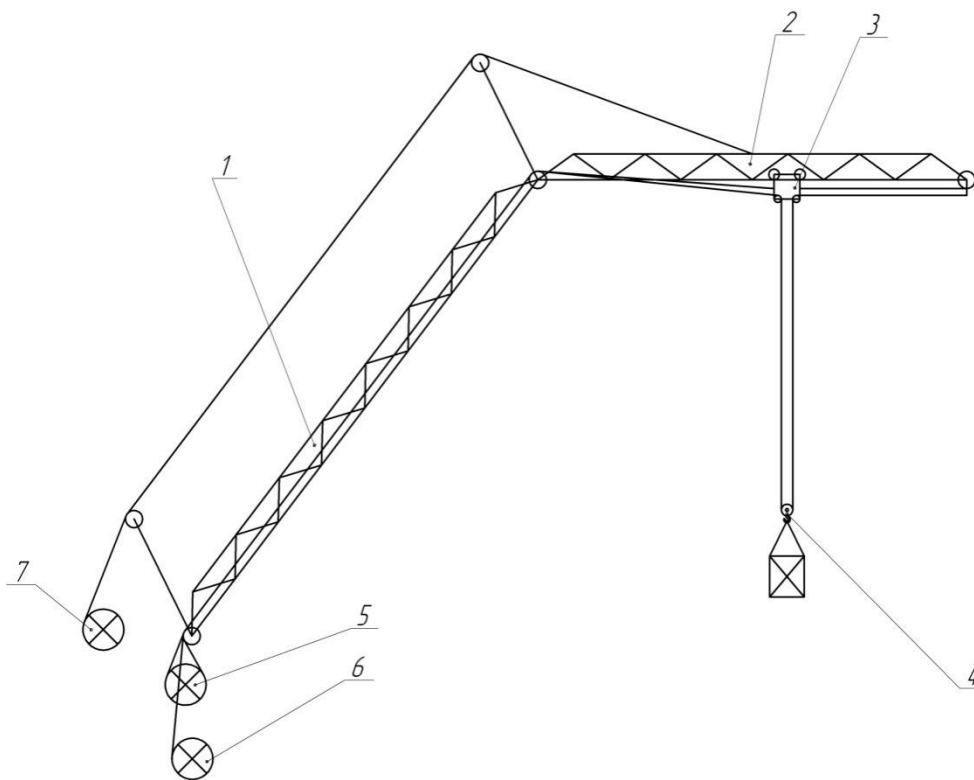


Рис. 1. Шарнірно-зчленована стрілова система баштового крана:

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

В процесі зміни вильоту вантажу за допомогою зміни положення вантажної каретки або зміни положення власне стрілової системи виникають коливання вантажу, які приводять до появи динамічних навантажень [1], що діють на металоконструкцію крана і зменшують продуктивність роботи крана за рахунок потреби часу на заспокоєння коливань вантажу після зупинки [2]. Усунення цих коливань дозволить покращити роботу баштових кранів з шарнірно-зчленованою стріловою системою, підвищити надійність роботи та підвищити продуктивність монтажних та перевантажувальних операцій.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Проблемі усунення коливань вантажу в процесі зміни вильоту крана з вантажною кареткою або шарнірно-зчленованою стріловою системою присвячено значну кількість праць, серед яких можна виділити такі [3 – 8]. Однак сумісна дія переміщення вантажної каретки і зміни положення стрілової системи в процесі зміни вильоту вантажу не розглядалась. Крім того, оптимізація зміни вильоту вантажу при переміщенні вантажної каретки здійснювалась тільки за кінематичними критеріями [9]. Разом з цим динамічні критерії оптимізації режиму зміни вильоту вантажу при переміщенні вантажної каретки практично не використовувались, а якщо використовувались, то не мали інтегрального характеру, який враховує рух стрілової системи протягом всього циклу.

Мета роботи. Мета даної роботи полягає в тому, щоб здійснити оптимізацію зміни вильоту вантажу при переміщенні вантажної каретки за рахунок використання загальних інтегральних динамічних критеріїв.

Виклад основного матеріалу. Для оптимізації режиму зміни вильоту вантажу за рахунок переміщення вантажної каретки вибрана двомасова динамічна модель, яка показана на рис. 2. Вона складається з візка масою  $m_1$ , і вантажу масою  $m_2$ , підвішеному на гнучкому канаті довжиною  $l$ . На візок діють рушійна сила  $F(t)$  і зусилля статичного опору  $W$ .

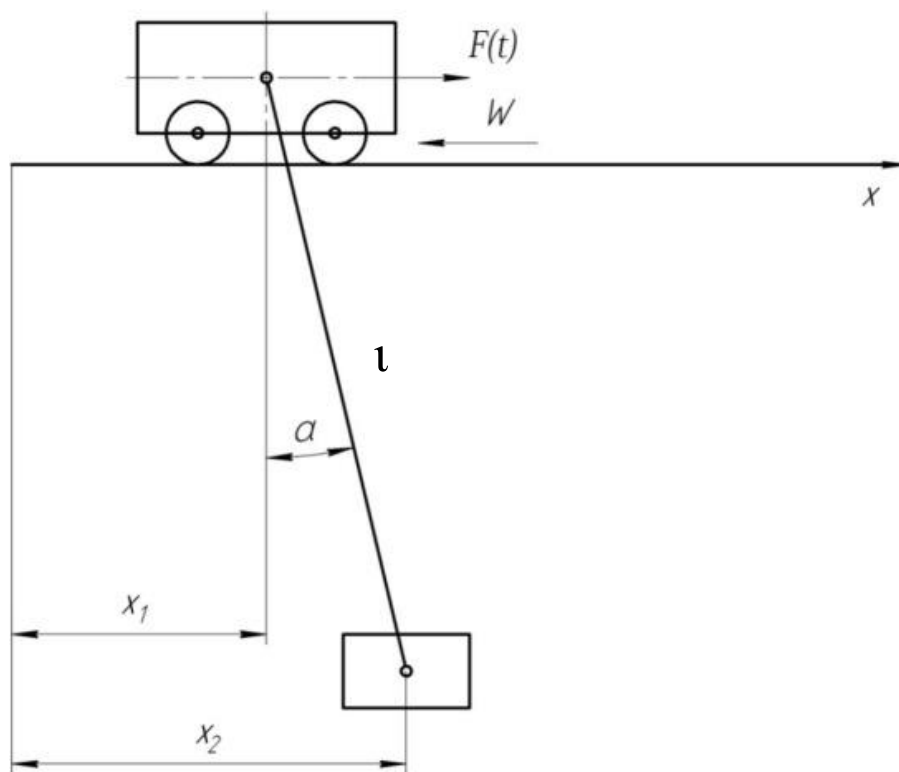


Рис. 2. Двомасова динамічна модель вантажного візка.

Вважаємо, що канат нерозтяжний, невагомий і абсолютно гнучкий, маса вантажу зосереджена в одній точці, коливання вантажу малі й відбуваються лише в площині руху візка. Маса приводного механізму зведена до маси візка і зосереджена в його центрі мас. Пружністю елементів приводного механізму нехтуємо, оскільки частота їхніх коливань приблизно на порядок більша за частоту коливань вантажу і на коливання останнього не впливають [10]. За узагальнені координати цієї моделі прийняті координати центрів мас вантажної каретки і вантажу відповідно  $x_1$  та  $x_2$ . На основі рівняння Лагранжа другого роду складаємо рівняння руху цієї системи [11].

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 = F(t) - W \operatorname{sign} \dot{x}_1 - \frac{m_2 g}{l} (x_1 - x_2); \\ \ddot{x}_2 = \frac{g}{l} (x_1 - x_2), \end{cases} \quad (1)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

З другого рівняння системи (1) визначимо координату  $x_1$  через координату  $x_2$  та її другу похідну за часом, в результаті чого отримаємо:

$$x_1 = x_2 + \frac{g}{l} \ddot{x}_2. \quad (2)$$

Візьмемо від виразу (2) першу та другу похідні за часом, в результаті чого будемо мати:

$$\dot{x}_1 = \dot{x}_2 + \frac{g}{l} \ddot{x}_2; \quad (3)$$

$$\ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 + \frac{g}{l} x_2^{IV}. \quad (4)$$

Підставимо вирази (2) і (4) в перше рівняння системи (1) і проведемо необхідні перетворення. Після чого система (1) в диференціальне рівняння четвертого порядку

$$m_1 \frac{l}{g} x_2^{IV} + (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 + W \operatorname{sign} \left( \dot{x}_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2 \right) = F(t). \quad (5)$$

За критерій оптимізації виберемо середньоквадратичне значення рушійної сили (5) за час руху, яке є інтегралом за часом наступного вигляду

$$I_F = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} [F(t)]^2 dt \right\}^{1/2} = \left\{ \frac{1}{t_1} \int_0^{t_1} \left[ m_1 \frac{l}{g} x_2^{IV} + (m_1 + m_2) \ddot{x}_2 + W \operatorname{sign} \left( \dot{x}_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2 \right) \right]^2 dt \right\}^{1/2}, \quad (6)$$

де  $t_1$  – тривалість циклу руху.

Для визначення цього інтегралу скористуємося оптимальним режимом руху вантажу, які отримано за інтегральними критеріями від функцій «енергії» прискорень вищих порядків [10]:

- ривковий режим (за прискоренням другого порядку): для всього циклу руху при таких крайових умовах  $t = 0, x_2 = \dot{x}_2 = \ddot{x}_2 = 0, t = t_1, x_2 = x_{2к}, \dot{x}_2 = \ddot{x}_2 = 0$ , отримаємо:

$$x_2 = x_0 + \Delta x \left( \frac{6t^2}{t_1^2} - \frac{15t}{t_1} + 10 \right) \frac{t^3}{t_1^3};$$

$$\dot{x}_2 = 30 \Delta x \left( \frac{t^2}{t_1^2} - \frac{2t}{t_1} + 1 \right) \frac{t^2}{t_1^2};$$

$$\ddot{x}_2 = 60 \Delta x \left( \frac{2t^2}{t_1^2} - \frac{3t}{t_1} + 1 \right) \frac{t}{t_1};$$

$$\ddot{\ddot{x}}_2 = 60 \Delta x \left( \frac{6t^2}{t_1^2} - \frac{6t}{t_1} + 1 \right) \frac{1}{t_1};$$

$$x_2^{IV} = 360 \Delta x \left( \frac{2t}{t_1} - 1 \right) \frac{1}{t_1^4};$$

- за прискоренням третього порядку: для всього циклу руху використаємо такі крайові умови:  $t = 0, x_2 = \dot{x}_2 = \ddot{x}_2 = \ddot{\ddot{x}}_2 = 0, t = t_1, x_2 = x_{2к}, \dot{x}_2 = \ddot{x}_2 = \ddot{\ddot{x}}_2 = 0$ , які дають:

$$x_2 = x_0 + \dot{x}_{cp} t_1 \left( 35 - 84 \left( \frac{t}{t_1} \right) + 70 \left( \frac{t}{t_1} \right)^2 - 20 \left( \frac{t}{t_1} \right)^3 \right) \left( \frac{t}{t_1} \right)^2;$$

$$\dot{x}_2 = 140 \dot{x}_{cp} \left( 1 - 3 \left( \frac{t}{t_1} \right) + 3 \left( \frac{t}{t_1} \right)^2 - \left( \frac{t}{t_1} \right)^3 \right) \left( \frac{t}{t_1} \right);$$

$$\ddot{x}_2 = 420 \left( \frac{\dot{x}_{cp}}{t_1} \right) \left( 1 - 4t + 5 \left( \frac{t}{t_1} \right)^2 - 2 \left( \frac{t}{t_1} \right)^3 \right) \left( \frac{t}{t_1} \right);$$

$$\ddot{\ddot{x}}_2 = 840 \left( \frac{\dot{x}_{cp}}{t_1^2} \right) \left( 1 - 6 \left( \frac{t}{t_1} \right) + 10 \left( \frac{t}{t_1} \right)^2 - 5 \left( \frac{t}{t_1} \right)^3 \right) \left( \frac{t}{t_1} \right);$$

$$x_2^{IV} = 840 \left( \frac{\dot{x}_{cp}}{t_1^3} \right) \left( 1 - 12 \left( \frac{t}{t_1} \right) + 30 \left( \frac{t}{t_1} \right)^2 - 20 \left( \frac{t}{t_1} \right)^3 \right) \left( \frac{1}{t_1} \right),$$



де  $\Delta x$  – відхилення вантажу від вертикалі,  $\dot{x}_{\text{ср}}$  – середня швидкість руху вантажу.

Для розрахунків режимів руху за таких вихідних даних:  $l = 15$  м;  $m_1 = 500$  кг;  $m_2 = 10000$  кг;  $W = 4286$  Н;  $x_{2x} = 16$  м;  $t_1 = 32$  с визначено інтегральні критерії  $I_F$ . Для першого режиму цей критерій приймає значення 2620, а в другому – 2818. Це значить, що з позиції дії силового навантаження перший режим є більш доцільним в порівнянні з другим режимом. Такий режим дозволяє до мінімуму звести дію силового навантаження, а також приводить до мінімізації потужності приводного механізму. Разом з тим такий режим є менш доцільним з позиції відхилення вантажного канату від вертикалі в порівнянні з режимом за прискоренням третього порядку.

**Висновки.** Аналіз оптимальних режимів руху за прискореннями другого та третього порядку показав, що в одному випадку кращим необхідно признати оптимальний режим за прискоренням другого порядку, а в іншому – за прискоренням третього порядку. Так, оптимальний режим за прискоренням другого порядку приводить до мінімізації дії силових навантажень та потужності приводного двигуна, а за прискоренням третього порядку до мінімізації коливань вантажу.

### *Література*

1. Аксенов Л.Б. Синтез системы для гашения колебаний груза // Подъемно-транспортные машины». – Тула, 1981.- Вып.10. – с.66-69.
2. Перельмутер М.М. , Пляков Л.Н. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на него электроприводом // Изв.вузов. Электромеханика. – 1971. - № 7. – с.769-774
3. Черноусько Ф.Л. , Акуленко Л.Д. , Соколов Б.Н. Управление колебаниями. – М. : Наука, 1980. – 384с.
4. Зарецкий А.А. , Портной Н.И. Оптимизация управления механизмами грузоподъемных кранов в переходных режимах // Вест.машиностроения. -1969. - № 8. – с. 14-18.
5. Жилин В.А. , Кибрик Л.И. , Колодный И.Д. Оптимальное управление грузом на гибком подвесе // Приборостроение. – Пермь, 1976. – с. 60-68.
6. Рунов М.Н. Гашение колебаний груза при торможении крановой тележки ступенчатым тормозным моментом // Изв.вузов Машиностроение. – 1970. - № 12. – с. 121-125.
7. Кустовой В.Н. Влияние систем гашения колебаний груза на производительность крана // Экон.орг. и управление на мор.транспорте. – М. , 1985. – с. 125-127.
8. Смехов А.А. , Ерофеев Н.И. Оптимальное управление подъемно-транспортными механизмами. – М. : Машиностроение, 1975. – 239 с.
9. Ловейкін В.С. Синтез оптимальних режимів руху механізмів вантажопідійомних машин: Автореф. дис. . . д-ра тех.наук. – Харків: ХПІ, 1994. – 32 с.
10. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов. М. : Машиностроение, 1987. – 160с.
11. Григоров О.В., Ловейкін В.С. Оптимальне керування рухом механізмів вантажопідійомних машин: Навч.посібник. – К. : ІЗМН, 1997. -264с.

*О.В. Саділо, Начальник дорожнього експертно-технічного Центру Південної залізниці, технічний експерт по вантажопідіймальним кранам*

## ОЦІНКА СТАНУ МЕТАЛУ НЕСУЧИХ МЕТАЛОКОНСТРУКЦІЙ ВАНТАЖОПІДЙОМНИХ МАШИН

На цей час в Україні знаходиться в експлуатації велика кількість кранів мостового типу, встановлених на машинобудівних підприємствах, ремонтних підприємствах різних галузей економіки. Термін експлуатації більшості з них вже витік, а заміна проходить дуже повільно внаслідок того, що оновлення основних фондів затримується з економічних причин, а також з того, що не викликається технічними причинами - крани, які тривалий час знаходяться в експлуатації, виконують свої завдання в технологічних ланцюжках, до яких вони входять.

Основними характерними рисами цієї великої групи ВПМ (вантажопідіймальних механізмів) є:

- Експлуатація на протязі 20-60 років в циклічному режимі навантаження с коефіцієнт

асиметрії циклу  $\rho = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = 0,1 \div 0,2$ , де:

$\sigma_{\max}(\sigma_{\min})$ -максимальне-з вантажем,(мінімальне без вантажу від власної ваги ВПМ з урахуванням ваги металоконструкції, механізмів та агрегатів) напруження циклу;

- Постійне місце розташування підйому(опускання) вантажу, викликане постійним розташуванням технологічних дільниць, що обслуговуються ВПМ;
- Режим експлуатації А1-А5 за ISO 4301(легкий або середній за Правилами Держгірпромнагляду);
- Коефіцієнт використання вантажопідіймальності 0,6-0,7 (співвідношення паспортної та реально використовує мої вантажопідіймальності);
- Розрахункова напруга в основних несучих елементах на рівні  $\sigma = \pm 15 - 25 \% \sigma_{-1}$  (гарантована межа міцності з урахуванням втоми, для сталі Ст.3 різних модифікацій та виконань-спокійна, напівспокійна, кипляча-130 МПа).

Безперечним є те, що безпечна експлуатація а також можливість реконструкції із зміною основних параметрів, а також економічна доцільність модернізації визначаються станом металу основних несучих металоконструкції, бо заміна (в разі потреби) інших складальних одиниць особливих труднощів не представляє.

Оцінка стану металу основних несучих металоконструкцій складається із двох складових:

- якісної оцінки – визначення наявності дефектів, які можуть при розвитку привести к руйнуванню ВПМ в цілому, та їх правильна оцінка(дефект, який може розвиватися або не буде розвиватися);
- кількісної оцінки – визначення основних механічних властивостей металу (тимчасового опору на розрив  $\sigma_B$  та межі плинності  $\sigma_{T(0,2)}$ , ударної в'язкості  $a_K$ ) яка потрібна при визначенні вантажопідіймності, можливості реконструкції із зміною основних параметрів, або економічної доцільності модернізації.

Наявні та нормовані діючою НД (нормативною документацією) методи не дозволяють вирішити проблему в повному обсязі внаслідок того, що:

1. Неруйнівний контроль будь-яким методом (магнітним, ультразвуковим, капілярним, рентгенівським, іншим) є по суті вибірковим, тобто не виключаю чим можливість пропуску дефекту(несу цільності) внаслідок великої площини контролює мої поверхні та потреби у підготовці поверхні контролю;

2. Визначення якісного стану металу методом коерцитиметрії згідно до [1] дають лише відповідь «Так»-«Ні» (метал у доброму чи поганому стані), до того ж відповідні графіки та таблиці вищезгаданого НД побудовані на мінімальному гарантованому значенні  $\sigma_T$  для сталей типу Ст. 3 та 09Г2(основних в кранобудуванні).
3. Єдиний інтегральний метод визначення якісного стану металоконструкції в цілому-акустична емісія ,нормований [2] знайшов ший застосування в інших галузях об'єктів підвищеної небезпеки поки ще не набув розповсюдження для дослідження ВПМ.

Окремо стоїть питання визначення основних механічних властивостей металу – нормовані діючою НД [3], [4] методи вимагають вирізання проб для механічних випробувань, з чого витікає не тільки практична складність цього процесу, пов'язана з його двох етапністю: вирізка –заварювання (мінімальна кількість проб металу для визначення з мінімальною достовірністю його властивостей для ВПМ в цілому надано в Табл. 1 та на рис. 1), але і з локальністю отриманого результату, пов'язаного з нерівномірністю навантажень на різні елементи металоконструкції, можливістю виготовлення несучих металоконструкцій з металопрокату з різними механічними властивостями.

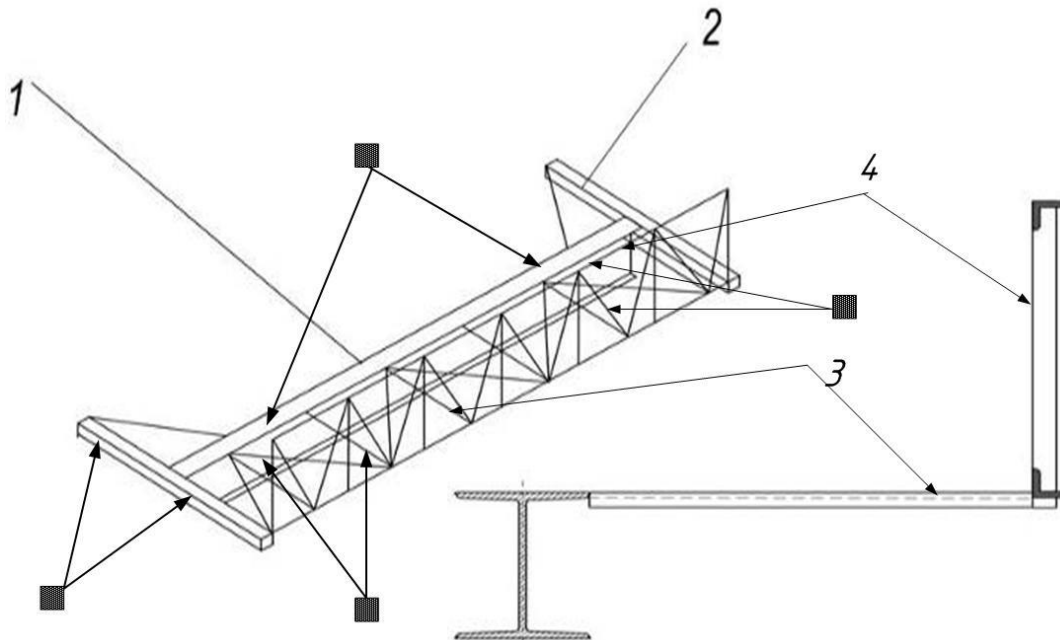


Рис. 1 Схема вирізок з крану мостового одно балкового  
1-головна(несуча) балка, 2-кінцева балка, 3-горизонтальна решітка посилення, 4-вертикальна решітка посилення.

Таблиця 1.

Місця вирізання проб

Елемент	Місця вирізання	Кількість проб(мінімальна)	Примітка
Головна балка	Місця постійного підйому(опускання вантажу)	2	В разі наявності більшої кількості місць постійного підйому(опускання вантажу) кількість проб збільшується
Кінцева балка	Центр Зона встановлення	2	-



	ходових коліс		
Горизонтальна решітка посилення	Кожний сортамент прокату	2	В разі наявності більшої кількості сортаментів прокату кількість проб збільшується
Вертикальна решітка посилення	Кожний сортамент прокату	2	В разі наявності більшої кількості сортаментів прокату кількість проб збільшується

Висновок: Встановлено, що фактичні мінімальні значення основної розрахункової характеристики  $\sigma_B(\sigma_{0,2})$  перевищують такі, що застосовувалися як вихідні значення при розрахунку й проектуванні кранів мостових однобалкових в 1950-1970 роки, коли за мінімальне(гарантоване) і, як наслідок цього, що визначає міцність по першому граничному стані.

#### Висновки

- Стан основного металу з якого виготовлено основні несучі металоконструкції кранів (типу, що розглядається) поза залежністю від терміну експлуатації знаходиться у стані, що принципово дозволяє подальшу експлуатацію ВПМ та, приводити, при необхідності, його реконструкцію (модернізацію), у тому числі із збільшенням основних параметрів (вантажопідйомність, прольот).

#### Література

1. МВ 0.00-7.01-05 Методичні вказівки з проведення магнітного контролю напружено-деформованого стану металоконструкцій підйомних споруд
2. ДСТУ 4227-2003 Настанови щодо проведення акустико-емісійного діагностування об'єктів підвищеної небезпеки
3. НПАОП 0.00-1.01-07 «Правила будови та безпечної експлуатації вантажопідйомальних кранів».
4. ОМД 00120253.001-2005 «Методика проведення експертного обстеження (технічного діагностування) кранів мостового типу».



Закир Рустамов, к.т.н., доцент, (Азербайджанский технический университет)

## ИССЛЕДОВАНИЕ И ВЫБОР КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МАНИПУЛЯТОРА

*Настоящая работа посвящена теоретическому обоснованию наличия взаимосвязи между конструктивными параметрами манипулятора. Указанное достижение позволит прогнозировать тот или иной параметр, имея данные о другом, при проектировании или при выборе оптимального из существующих манипуляторов.*

**Введение.** Основные успехи машиностроения, которые были достигнуты за последние десятилетия, во многом связаны с увеличением удельного веса машин и механизмов, созданных на основе блочно-модульного принципа построения базовых конструкций. При этом поисковое конструирование играет немаловажную роль в создании лучших мировых образцов машин и агрегатов [1,2,3].

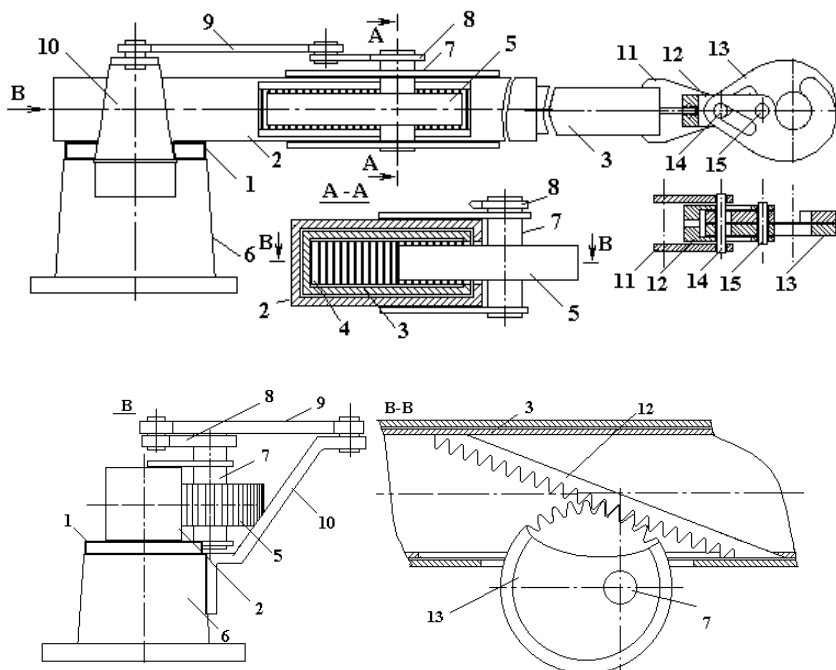


Рис.1 Конструкция манипулятора с телескопической стрелой.

**ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ:** В данной ситуации рассматривается вопрос анализа и синтеза манипулятора (рис.1) для погрузочных работ на специализированных автотранспортных средствах (САТС). Предложенная конструкция манипулятора с телескопической стрелой [4], для установления на САТС позволяет повысить производительность за счет выполнения двух операций одним действием, тем самым снижает металлоемкости и сокращает время погрузочного цикла.

Анализ манипулятора заключается в иерархическом конструктивном разделении данной механической системы на функциональные элементы и построении функциональной структуры - графа функционального взаимодействия между элементами манипулятора с телескопической стрелой (рис.2). Описание функций манипулятора с телескопической стрелой и их функциональных элементов представлено в таблице.

Процесс поиска новых технических решений манипулятора осуществляется путём варьирования значениями основных параметров до нахождения их оптимального соотношения.



Рис.2. Структура-граф функционального взаимодействия между элементами манипулятора с телескопируемой стрелой.

ЭЛЕМЕНТ	ФУНКЦИЯ ЭЛЕМЕНТА
Е - манипулятор с телескопической стрелой.	Е - обеспечение синхронного взаимосвязанного движения телескопируемой стрелы с механизмом поворота.
Е <sub>1</sub> - поворотная колонна	Е <sub>1</sub> - осуществление поворота стрелы вокруг неподвижного корпуса
Е <sub>2</sub> - корневая секция	Е <sub>2</sub> - поддержание выдвижной секции
Е <sub>3</sub> - выдвижная секция	Е <sub>3</sub> - изменение вылета стрелы
Е <sub>4</sub> - зубчатая рейка	Е <sub>4</sub> - обеспечение возвратно-поступательного движения выдвижной секции
Е <sub>5</sub> - эксцентричная шестерня	Е <sub>5</sub> - обеспечение переменного удлинения стрелы в определенных углах поворота колонны
Е <sub>6</sub> - неподвижный корпус	Е <sub>6</sub> - поддержание поворотной колонны
Е <sub>7</sub> - вал	Е <sub>7</sub> - обеспечение вращения эксцентричной шестерни
Е <sub>8</sub> - рычаг	Е <sub>8</sub> - обеспечение синхронность удлинения стрелы и поворота колонны
Е <sub>9</sub> - тяга	Е <sub>9</sub> - то же самое
Е <sub>10</sub> - кронштейн	Е <sub>10</sub> - поддержание связи с тягой
Е <sub>11</sub> - ушко	Е <sub>11</sub> - поддержание вала на корневой секции
Е <sub>12</sub> - захватное устройство	Е <sub>12</sub> - удержание предмета

При этом выбор рационального (наилучшего) технического (конструктивного) решения не удастся без введения таких понятий, как техническое задание и критерий качества установки. Под техническим заданием на проектирование подразумевается перечень основных эксплуатационных, технологических, экономических и других требований и их значений, которые должны удовлетворять устройству.

Критерий качества - это количественный показатель технологического оборудования, с помощью которого из двух, любых допустимых, конструктивных решений можно выбрать лучшее [2,3].

Воспользуясь построенной принципиальной схемой действия телескопической стрелы манипулятора, установим аналитическую зависимость между основными параметрами манипулятора.

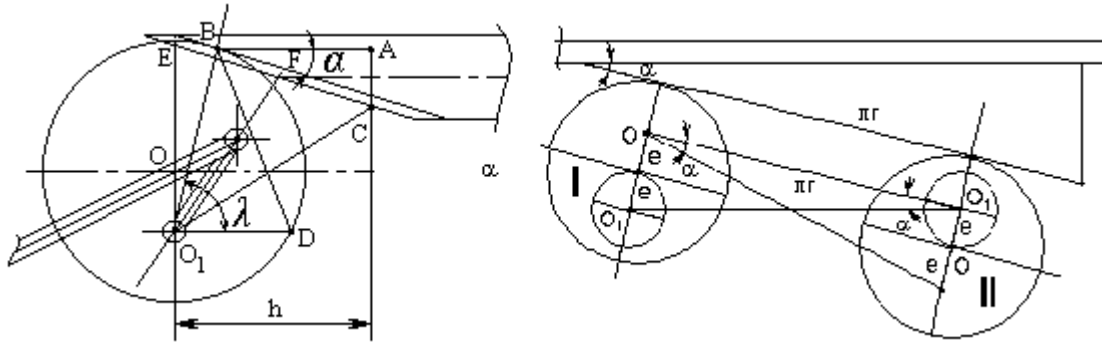


Рис.3 Принципиальная схема изменения положения эксцентричной шестерни относительно рейки.

Для достижения требуемого укорачивания (удлинения) телескопируемой стрелы (рис.3) то из  $\triangle ABC$  можем писать.

$$h = AB = \cos \alpha \cdot BC$$

где  $AB$  – расстояние осевого перемещения наклонной зубчатой рейки соответствующее удлинению стрелы;  $\alpha$  – наклонность зубчатой рейки,  $\alpha = \angle ABC$ ;  $BC$  – проекция длины дуги эксцентричной шестерни при повороте корневой стрелы манипулятора на угол  $\beta$ ,  $BC = \widehat{BD}$ .

Наклонность зубчатой рейки  $\alpha$  определяется с учетом эксцентricности применяемой зубчатой шестерни.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2e}{\pi r}; \quad \text{и} \quad e = \frac{\pi \cdot r \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2} \quad (1)$$

Тогда длину дуги эксцентричной шестерни, при изменении его положения с точки  $B$  на точку  $D$ , можем определить:

$$\lambda = \frac{h \cdot 360^0}{2 \cdot \pi \cdot r \cdot \cos \alpha} = \frac{h \cdot 180^0}{\pi \cdot r \cdot \cos \alpha}; \quad \lambda = \beta - \alpha; \quad \beta - \alpha = \frac{h \cdot 180^0}{\pi \cdot r \cdot \cos \alpha} \quad \text{или} \quad (2)$$

$$\beta - \alpha = \frac{h \cdot 180^0}{\pi \cdot 0,5 \cdot m \cdot z \cdot \cos \alpha} = \frac{h \cdot 360^0}{\pi \cdot m \cdot z \cdot \cos \alpha}$$

Решив уравнение (2) относительно требуемого расстояния удлинения телескопируемой стрелы зависимо от заданного угла поворота корневой стрелы, получим аналитическую зависимость между основными параметрами манипулятора в виде:

$$h = \frac{\pi \cdot (\beta - \alpha) \cdot m \cdot z \cdot \cos \alpha}{360^0} \quad (3)$$

где  $\lambda$  – угол поворота эксцентричной шестерни соответствующий удлинению телескопируемой стрелы;

$m, z$  – соответственно модуль зацепления и число зубьев эксцентричной шестерни.

В результате анализа технических характеристик САТС с кранами манипуляторами (КМ) выпускаемые различными странами мира [5], выявлен характер изменения массы устройства ( $Q$ ) в зависимости от грузового момента ( $M$ ) или грузоподъемности ( $G$ ) и вылета стрелы ( $L$ ).

На основе чего, с помощью множественной корреляции, были определены коэффициенты корреляции предполагаемой зависимости, а так же формула регрессии массы ( $Q$ ) на грузовой

момент ( $M$ ) или грузоподъёмности ( $G$ ) и вылета стрелы ( $L$ ) с целью использования конструктивных данных для прогнозирования ( $Q$ ) в зависимости от существующих или задаваемых при проектировании значений ( $G$ ) и ( $L$ ) или ( $M$ ).

$$F_{QG} = \frac{\Sigma(Q \cdot G) - \frac{\Sigma Q \cdot \Sigma G}{N}}{\sqrt{\left[\Sigma(Q)^2 - \frac{(\Sigma Q)^2}{N}\right] \cdot \left[\Sigma(G)^2 - \frac{(\Sigma G)^2}{N}\right]}}, \quad F_{QL} = \frac{\Sigma(Q \cdot L) - \frac{\Sigma Q \cdot \Sigma L}{N}}{\sqrt{\left[\Sigma(Q)^2 - \frac{(\Sigma Q)^2}{N}\right] \cdot \left[\Sigma(L)^2 - \frac{(\Sigma L)^2}{N}\right]}} \quad \text{и}$$

$$F_{QM} = \frac{\Sigma(Q \cdot M) - \frac{\Sigma Q \cdot \Sigma M}{N}}{\sqrt{\left[\Sigma(Q)^2 - \frac{(\Sigma Q)^2}{N}\right] \cdot \left[\Sigma(M)^2 - \frac{(\Sigma M)^2}{N}\right]}}$$

При этом формула регрессии, зависимости ( $Q$ ) от ( $G$ ) и ( $L$ ) будет иметь вид.

$$Q = A + B(G - \bar{G}) + C(L - \bar{L})$$

Или для частной ситуации [4].

$$Q = -1,35117 + 0,945826(G) + 0,230252(L)$$

где  $A$  - значение, которое величина ( $Q$ ) имела бы, если ( $G$ ) и ( $L$ ) были бы постоянными и равнялись своим средним значениям;  $B$  - скорость возрастания ( $Q$ ) при увеличении ( $G$ ), если бы ( $L$ ) была постоянна;  $C$  - скорость возрастания ( $Q$ ) при увеличении ( $L$ ), если бы ( $G$ ) была постоянна.

Полученные высокие значения коэффициента корреляции согласно предварительным расчетам для КМ, изготовленным Швейцарскими фирмами, размах удельной массы которых составлял 0,07 при изменении последней от 0,12 до 0,19 т/тм, показали, что существует прямая связь между грузовым моментом и массой устройства, и тем самым высокий уровень приближенной точности прогнозирования одного из показателей.

### Литература

1. Батишев Д.И. Поискные методы оптимального проектирования. -М.: Сов. Радио, 1975. -216с.
2. Абдуллаев А.И., Рустамов З.А., Ахмедбеков С.Б. Поискные конструирование манипулятора с телескопической стрелой, Международная конференция Проблемы Машиностроения, Баку-Тбилиси, 1999г.
3. Рустамов З.А. Поискное конструирование технологического оборудования САТСМ // Механика Машиностроение. Баку, 2007, №3, с. 72-74.
4. Рустамов З.А. Телескопическая стрела манипулятора. Изобретение № 98/001165, Республика Азербайджан, документ о заявке на изобретения, бюллетень №1, 28.06.2002, с. 9.
5. Проспекты, фирменные каталоги и техническая документация САТС с кранами-манипуляторами: Швеция ("Hiab-Foco", "Jonsered", "AbTico") за 1980-2005.



## Машина і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії

УДК 624.132.002.51.001.24

*І.І. Назаренко, д-р техн. наук, професор КНУБА,  
А.Т. Свідерський, к.т.н, доцент КНУБА,  
О.П. Дєдов, асистент КНУБА*

### СИСТЕМНИЙ АНАЛІЗ РІЗНИХ КОНСТРУКТИВНИХ СХЕМ ВІБРОУДАРНИХ МАШИН ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ

#### **Вступ. Постановка задач дослідження.**

Ущільнення будівельних сумішей у стиснених умовах та важкодоступних місцях будівництва як і раніше залишається серйозною проблемою. Від якості ущільнення ґрунту залежить надійність та довговічність закінчених об'єктів, а надалі і витрати коштів на їх експлуатацію та ремонт. Різноманітність ґрунтів та відмінність технологічних умов проведення ґрунтоущільнюючих робіт значно утруднює обґрунтування та вибір раціональної конструктивної схеми [1], перешкоджає створенню універсального та досконалого у всіх відношеннях обладнання. Саме тому створення нових будівельних, ущільнюючих машин та дослідження їх динаміки залишається актуальним і на сьогодні.

#### **Методика та результати досліджень.**

Для теоретичних досліджень системи „вібротрамбовка – ґрунт” прийнята схема рис.1, яка включає в себе середовище, що ущільнюється і виражене коефіцієнтами опору  $b_r$  та жорсткості  $c_r$ , вібротрамбовку, яка складається з трьох мас  $m_1, m_2, m_3$  з'єднаних між собою пружними елементами жорсткістю  $c_1, c_2, c_3$ , між масами  $m_1$  і  $m_2$  можливий удар через буфер жорсткістю  $c_6$  та коефіцієнтом опору  $b_6$ . Вібротрамбовка використовується як навісне обладнання до екскаватора, з'єднання вібротрамбовки з стрілою екскаватора  $m_4$  здійснюється за рахунок обладнання котре має жорсткість  $c_6$  та коефіцієнт опору  $b_6$ .

Ущільнення будівельної суміші може відбуватись під дією двох складових: динамічної, яку створюють коливання з заданою частотою та амплітудою, та статичної, що виникає в результаті дії сил ваги трамбівки та гідравлічної сили  $F_{np}$  на стрілі екскаватора.

Таким чином регулювання режимів процесу ущільнення може здійснюватись як за рахунок зміни динамічної дії, так і за рахунок зміни статичного тиску на середовище, що ущільнюється. В результаті поєднання таких дій передбачається отримання оптимальних режимів роботи на всіх стадіях ущільнення.

Для складання рівнянь руху системи скористаємось принципом Гамільтона [2], для цього складемо вираз для кінетичної енергії  $T$  системи, її потенціальної енергії  $\Pi$  та роботи  $W$ , що діють на систему консервативних сил. Величина  $\Pi$  залежить від узагальнених координат системи, а величина  $T$  - від координати  $q_i$  та узагальнених швидкостей

$$\dot{q}_i = \frac{dq_i}{dt}.$$

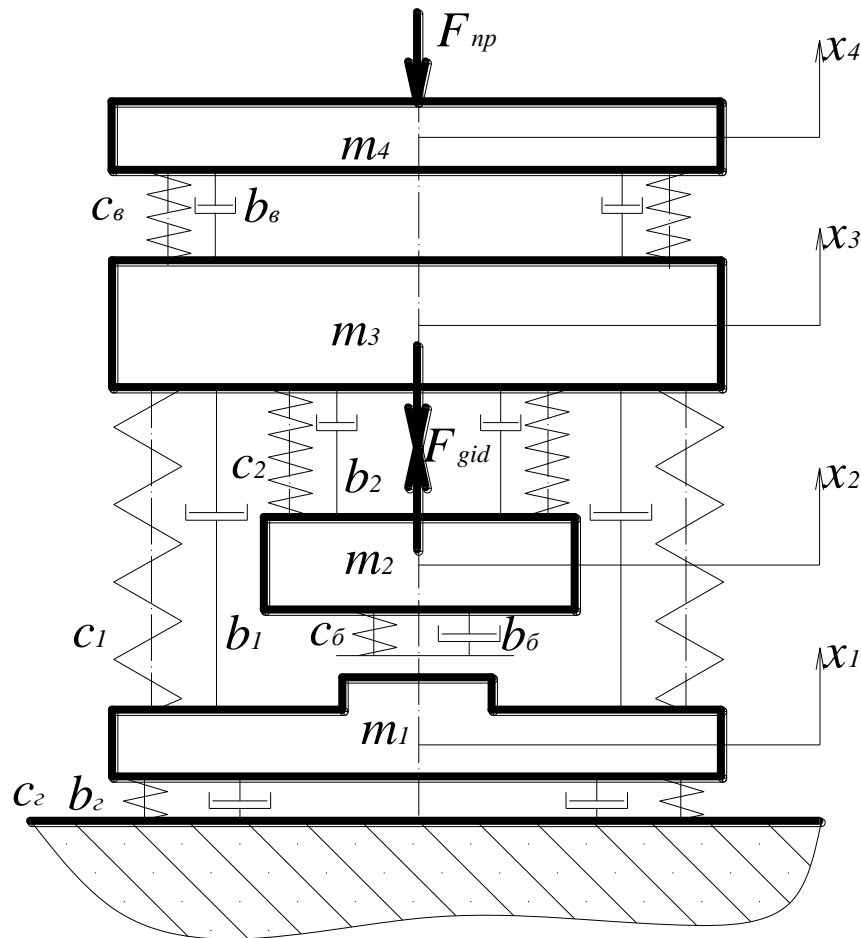


Рис. 1 – Розрахункова схема системи „вібротрамбовка – ґрунт”.

Згідно принципу Гамільтона поряд з дійсним законом координат  $q_i(t)$  з інтервалом часу  $t_1 \leq t \leq t_2$  розглядається закон варіації  $q_i(t) = q_i(t) + \delta q_i(t)$  на границях інтервалу  $t_1$  і  $t_2$ :  $t = t_1, t_2$ ;  $\delta q_i(t) = 0$ . При цьому має справедливість рівність:

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta(T - \dot{I}) + W) dt = 0$$

Як відомо, системи  $n$  ступенями вільності описується  $n$  диференціальними рівняннями другого порядку [2]. Розглянемо коливання системи, положення всіх мас якої визначаються  $n$  координат  $x_i (i = 1, 2, \dots, n)$ . Припустимо, що ці координати являють собою лінійні переміщення елементів системи, а також ці переміщення достатньо малі тому систему можна рахувати лінійною.

При коливаннях координати  $x_i$  є функціями часу. Переміщення  $x_i$ , в деякий фіксований час можливо визначити при статичній дії на пружну систему сил  $F_i (i = 1, 2, \dots, n)$  - сила, що відповідає переміщенню  $x_i$ . Для лінійної системи сили  $F_i$ , які необхідно прикласти, щоб отримати переміщення  $x_i$ :

$$F_i = \sum_{j=1}^n c_{ij} x_j = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n c_{ij} x_i x_j \quad (1)$$

де  $c_{ij}$  - коефіцієнти жорсткості.



Рівняння коливань системи складемо у формі рівнянь Лагранжа II роду, яке має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial x_i} + \frac{\partial \Pi}{\partial x_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{x}_i} = F_i(t), \quad (2)$$

де  $T$ ,  $\Pi$ ,  $D$  – відповідно кінетична, потенціальна і дисипативна складові енергії системи.

Потенційну енергію пружної системи можна визначити як суму половинних добутків сил  $F_i$  на відповідні їм переміщення  $x_i$ :

$$\Pi = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n F_i x_i = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m c_{ij} x_i x_j \quad (3)$$

Для визначення кінетичної енергії запишемо вираз:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m m_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j. \quad (4)$$

Складова дисипативних сил визначається виразом:

$$D = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m b_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j. \quad (5)$$

Використовуючи (3-4) та (2) отримаємо вирази:

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \dot{x}_i} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m m_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j = \sum_{i=1}^n m_{ij} \dot{x}_j;$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{x}_i} \right) = \sum_{i=1}^n m_{ij} \ddot{x}_j; \quad \frac{\partial T}{\partial x_i} = 0;$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_i} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial x_i} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m c_{ij} x_i x_j = \sum_{i=1}^n c_{ij} x_j;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}_i} = \frac{1}{2} \frac{\partial}{\partial \dot{x}_i} \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^m b_{ij} \dot{x}_i \dot{x}_j = \sum_{i=1}^n b_{ij} \dot{x}_j.$$

Після підстановки цих значень рівняння руху матимуть вигляд:

$$\sum_{j=1}^n m_{ij} \ddot{x}_j + \sum_{j=1}^n b_{ij} \dot{x}_j + \sum_{j=1}^n c_{ij} x_j = F_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (6)$$

Прийнявши до уваги, що маси розглядаються як жорсткі тіла і їх рух являє собою рух центрів мас рівняння (6) набуде вигляду:

$$m_i \ddot{x}_i + \sum_{j=1}^n b_{ij} \dot{x}_j + \sum_{j=1}^n c_{ij} x_j = F_i(t) \quad (i = 1, 2, \dots, n). \quad (7)$$

Вираз (7) є загальним записом рівнянь для системи з  $n$  ступенями вільності.

Для визначення частот та форм вільних незгасаючих коливань розглянемо систему, в якій відсутні змушуюча сила та сила опору. Тоді рівняння руху (7) є однорідними і мають вигляд:

$$m_i \ddot{x}_i + \sum_{j=1}^n c_{ij} x_j = 0. \quad (8)$$



Запишемо (8) в зворотному вигляді:

$$x_i = \sum_{j=1}^n (F_j(t) - m_j \ddot{x}_i) \frac{1}{c_{ij}}. \quad (9)$$

Розв'язок такої системи рівнянь, що відповідає гармонічним коливанням, можна записати у вигляді:

$$x_i = x_{0i} \sin(\omega t + \varphi), \quad (i=1,2,\dots,n). \quad (10)$$

де  $x_{0i}$  – амплітуди коливань мас,  $\omega$  – кутова частота,  $\varphi$  – фаза коливань.

Підставивши значення  $x_i$  в рівняння (9) та скоротивши на спільний множник  $\sin(\omega t + \varphi)$ , отримаємо систему лінійних однорідних рівнянь відносно постійних  $x_{0i}$ :

$$\sum_{j=1}^n (c_{ij} - \omega^2 m_{ij}) x_{0i} = 0 \quad (i=1,2,\dots,n). \quad (11)$$

Рівняння (11) являє собою рівняння динамічної рівноваги мас  $m_i$  в положенні амплітудних відхилень, коли на них діють сили пружності та сили інерції.

Таким чином можна зробити висновок, що система з  $n$  ступенями волі має  $n$  частот власних коливань, при цьому кожній частоті  $\omega_k$  характерна відповідна форма коливань. Розв'язок рівнянь можна записати в вигляді:

$$x_i = (C_{1k} \cos \omega_k t + C_{2k} \sin \omega_k t) x_{0ik} \quad (12)$$

де  $k$  – порядковий номер власної частоти (гармоніки).

На основі викладеного вище матеріалу складемо рівняння руху мас системи, (див.рис.1). Рух мас системи може здійснюватись в двох режимах:

1) рух без удару між масами  $m_1$  і  $m_2$ :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_2 \dot{x}_1 + c_2 x_2 &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) &= F_{zid}, \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_1(x_3 - x_1) + b_6(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_6(x_3 - x_4) &= -F_{zid}, \\ m_4 \ddot{x}_4 + b_6(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_6(x_4 - x_3) &= -F_{np}. \end{aligned} \quad (13)$$

2) рух коли відбувається удар між масами  $m_1$  і  $m_2$ :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + b_6(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_6(x_1 - x_2) + b_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_3) + c_1(x_1 - x_3) + b_2 \dot{x}_1 + c_2 x_2 &= 0, \\ m_2 \ddot{x}_2 + b_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + c_2(x_2 - x_3) + b_6(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_6(x_2 - x_1) &= F_{zid}, \\ m_3 \ddot{x}_3 + b_2(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) + c_2(x_3 - x_2) + b_1(\dot{x}_3 - \dot{x}_1) + c_1(x_3 - x_1) + b_6(\dot{x}_3 - \dot{x}_4) + c_6(x_3 - x_4) &= -F_{zid}, \\ m_4 \ddot{x}_4 + b_6(\dot{x}_4 - \dot{x}_3) + c_6(x_4 - x_3) &= -F_{np}. \end{aligned} \quad (14)$$

де  $F_{zid} = f(t)$  - змушуюча сила;

$F_{np} = f(t)$  - притискуюча сила на стрілі екскаватора.

Забезпечення значної технологічності вібротрамбівок, як і інших вібро-ущільнюючих машин, значною мірою залежить від фізичної та математичної моделей вібросистеми “трамбовка - ґрунт”, яка адекватно відповідає реальним умовам робочого процесу. Найбільші труднощі виникають при виборі моделі ґрунту, що обумовлено відсутністю загально-прийнятого підходу до визначення його характеристик ґрунту, їх функціональних залежностей від параметрів вібрації. Існує два принципові підходи до моделювання ґрунту, (який підлягає вібраційному процесу): моделювання інерційно-пружних та дисипативних властивостей, які притаманні будь-якій вібраційній системі, дискретними або розподіленими параметрами. Критерієм визначення тої чи іншої системи є співвідношення часу вібрації  $t_v$  до часу розповсюдження хвиль в ґрунті  $t_{xв}$  [5, 6]:

$$\begin{aligned} t_v < t_{xв} \\ t_v > t_{xв} \end{aligned} \quad (15)$$

Час вібрації визначається частотою коливань, а час розповсюдження хвиль залежить від довжини хвилі  $\lambda$  і висоти ґрунту на яку розповсюджуються ці хвилі.

При виконанні першої умови співвідношення (15) систему можна моделювати дискретними параметрами, а за умов другого співвідношення (15) в системі проявляються пружні сили і виникає потреба переходити до більш складної моделі системи з розподіленими параметрами. Критерій (15) для обмежених за висотою систем дає позитивні результати, однак для поверхневого ущільнення виникає проблема визначення координати за глибиною, де можна застосовувати критерій (15). У першому наближенні для дослідження загального руху вібротрамбовки будемо моделювати ґрунт розподіленими параметрами.

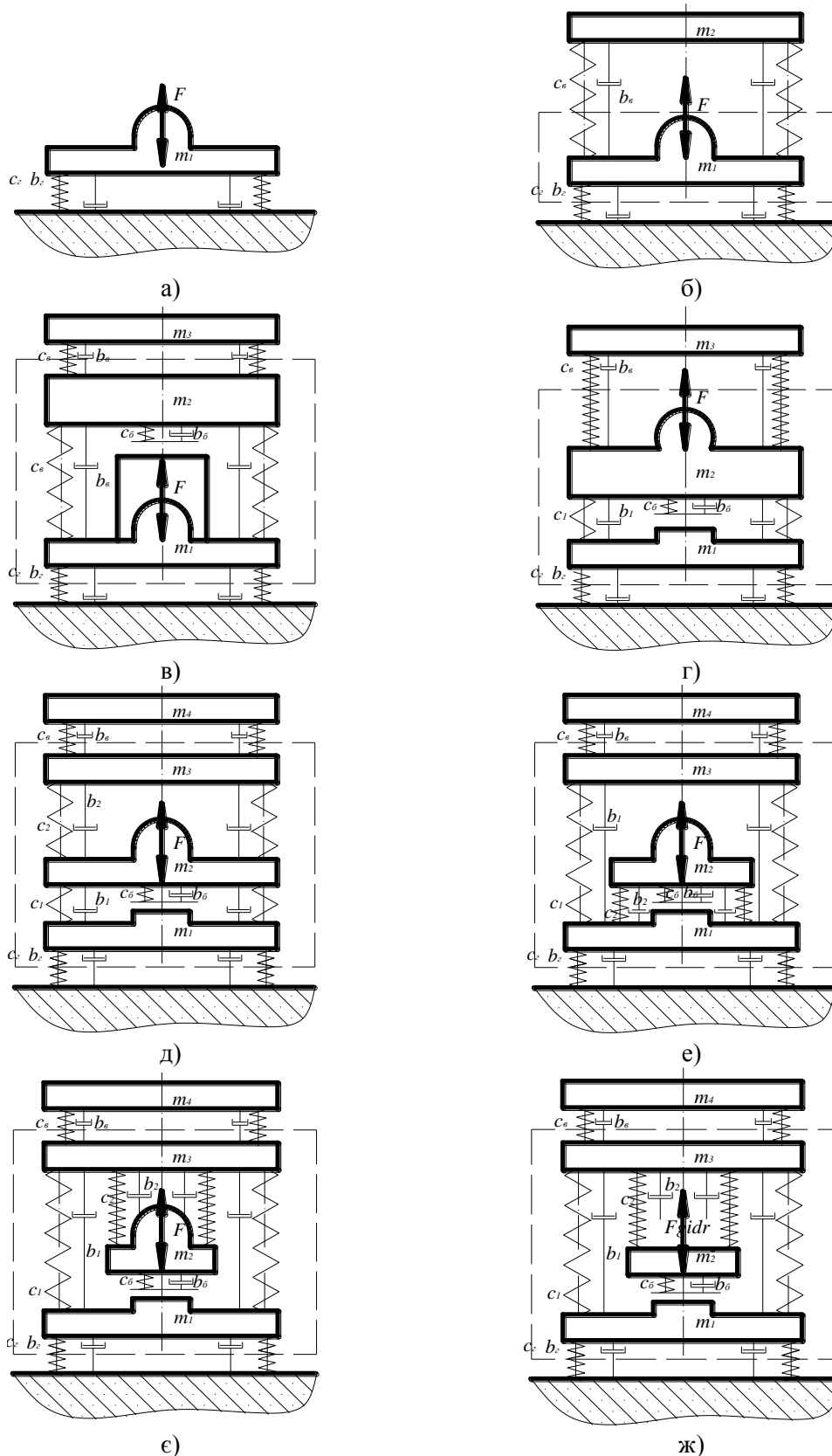
Складність процесів, що відбуваються при ущільненні будівельних сумішей безумовно затрудняє вирішення задач вибору та обґрунтування моделей ущільнюючих машин, а тим паче дати однозначну відповідь щодо режимів роботи таких машин. Методи рішення таких задач пов'язані з розв'язком диференційних рівнянь, які лише для найпростіших динамічних систем мають аналітичний розв'язок, а в інших випадках розв'язку не існує, або він надто громіздкий. Крім цього аналітичний розв'язок таких рівнянь не завжди відображає реальні процеси і не дає можливості наочно побачити картину процесу ущільнення.

Існує декілька методів наближеного розрахунку складних систем диференційних рівнянь, які покладені в основу сучасного програмного забезпечення для проектування будівельних конструкцій та машинобудування. Таке програмне забезпечення розраховане на користувача, метою якого є проектування машин чи конструкцій на рівні інженера чи проектувальника, а тому не дає можливість проаналізувати розрахунок та внести корективи в його алгоритм, що, звичайно, обмежує можливості користувача як науковця.

Для об'єктивного аналізу та вивчення динамічних систем необхідно мати математичний апарат, що орієнтований на вивчення процесів при ущільненні будівельних сумішей вібраційними машинами. При цьому варто використати еволюційний підхід, який передбачає аналіз роботи програми для найбільш вивченої, найпростішої одномасної динамічної системи (рис.2, а) з подальшим ускладненням її (рис.2, б-є).

Таким чином був розроблений алгоритм розв'язку диференційних рівнянь методом Рунге-Кутта 4-го порядку для наведених систем і на його основі створена програма для ЕОМ, яка дала можливість отримати чисельний розв'язок таких рівнянь. Використання методу Рунге-Кутта 4-го передбачає ряд переваг перед іншими методами:

- цей метод є одноступеневим та з одним кроком;
- потребує інформацію лише про одну точку;
- має невелику похибку;
- значення функції обчислюється при кожному кроці.



е) ж)  
 Рис.2 – Схеми вібраційних систем трамбовок:  
 а) – одномасної; б) – двомасної; в) – трьохмасових.

Модель (див. рис.2, а) являє собою одномасну вібраційну систему, що приводиться в рух відцентровим віброзбудником коливань. Така система є найбільш вивченою, тому була

використана для перевірки коректності роботи загального алгоритму розрахунку. Характер руху маси  $m_1$  (рис. 2) за результатами роботи програми цілком достовірно відображає аналітичний розв'язок диференційного рівняння, що являє собою синусоїду.

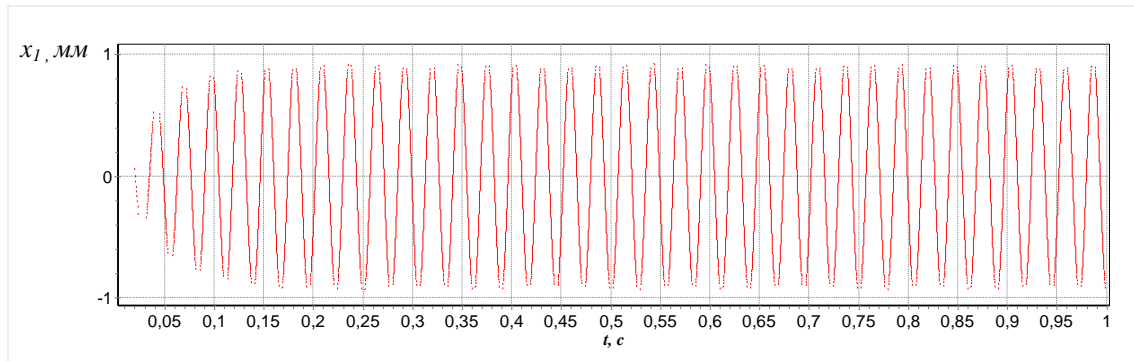


Рис.2. – Віброграма руху одномасної вібраційної системи.

Як виявилось чисельний метод розрахунку дає можливість отримати віброграми руху не лише у сталому режимі а і в перехідних. Так рух маси  $m_1$  (рис. 2) відбувається із стану спокою (частота коливань  $\omega=0$ ) з поступовим зростанням частоти коливань до заданої, що реально відображено на віброграмі. Таким чином не складає великих труднощів отримання віброграми для будь-якої частоти коливань системи у сталому режимі. На основі таких віброграм було побудовано амплітудно-частотну характеристику одномасної системи (рис. 3), яка за якісними показниками цілком відповідає класичній теорії коливань для одномасної системи з відцентровим вібробудником. Чіткий прояв максимуму на графіку свідчить про резонансний режим в системі.

Динамічна система (див рис.1, б) є більш складною, але теж достатньо вивченою, тому результатами розрахунку такої системи на ЕОМ теж можна скористатися для перевірки коректності роботи алгоритму. На рис.4. наведено віброграму руху двомасної системи з відцентровим вібробудником, що розміщений на масі  $m_1$ . Маса  $m_2$  є віброізолюваною масою (конструкція базової машини), що очевидно з огляду віброграми (рис.4).

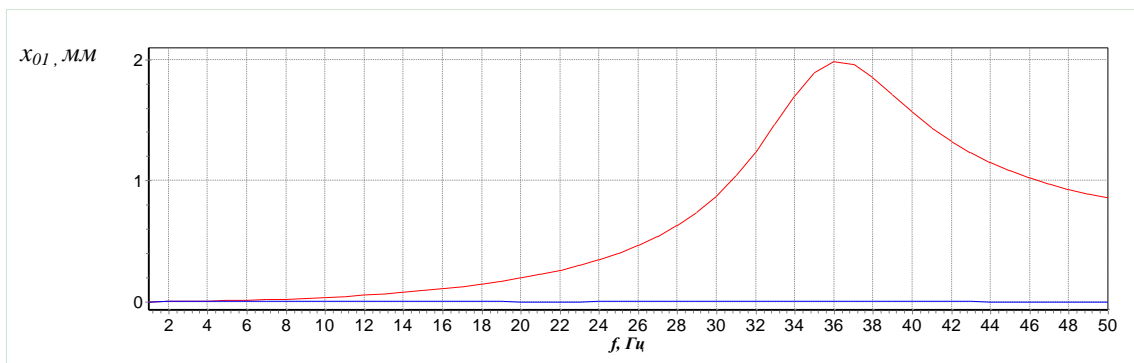


Рис.3. – Амплітудно-частотна характеристика одномасної вібраційної системи.

Аналіз амплітудно-частотної характеристики двомасної системи (рис.5) показує про адекватність її основам класичної теорії коливань, що ще раз підтверджує правильність роботи програми.

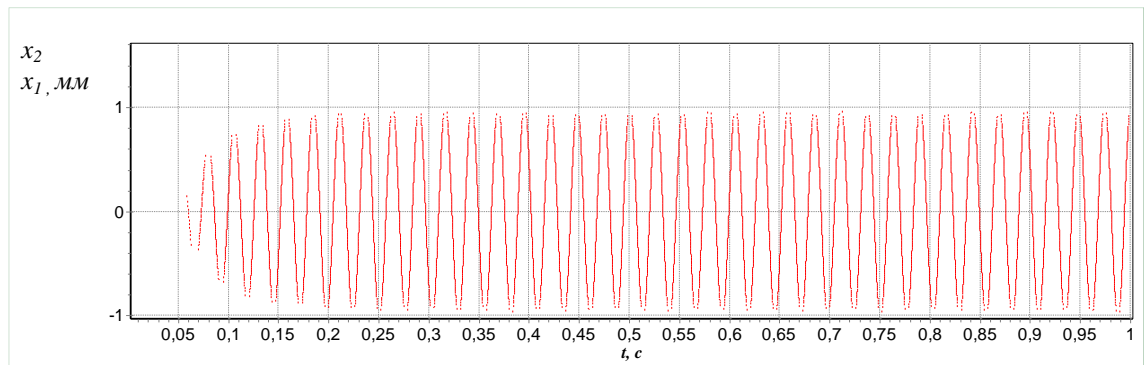


Рис.4. – Віброграма руху двомасної вібраційної системи.

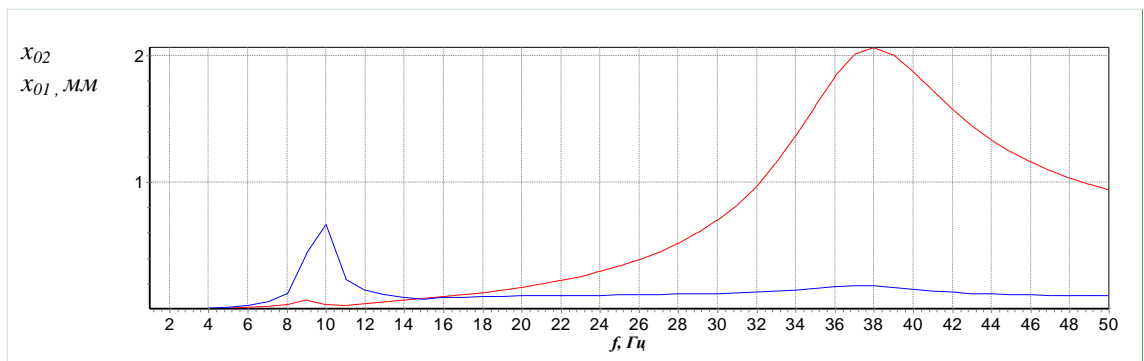


Рис.5. – Амплітудно-частотна характеристика двомасної вібраційної системи.

Так на амплітудно-частотній характеристиці є два резонансних режими, що обумовлені наявністю двох масових параметрів в системі. Перший резонанс відповідає резонансу маси  $m_2$ , оскільки вона є віброізольованою, а другий резонанс – резонанс на робочій частоті коливаль.

На наступному етапі були досліджені можливі варіанти конструктивного виконання навісної вібротрамбовки, віброзбудником може бути як відцентровий віброзбудник так і гідравлічний циліндр. На рис. 6, 7 наведені віброграми та амплітудно-частотні характеристики для тримасної та чотирьохмасної вібраційних систем. У схемі (рис. 2, в) маси з'єднані послідовно одна з одною, гідравлічний збудник коливаль розташований на масі ущільнюючої плити, між масами  $m_1$  і  $m_2$  можливий удар. Така схема є достатньо ефективною за рахунок реалізації віброударного режиму роботи. Але оскільки розглядаємо вібротрамбовки навісні, то приєднання до базової машини здійснюється через масу  $m_3$ , тому необхідно її віброізолювати, а в даному випадку маса  $m_3$  (для схем рис. 2, в і г) є активною масою тому її віброізоляція приведе до зниження ефективності виконання технологічного процесу.

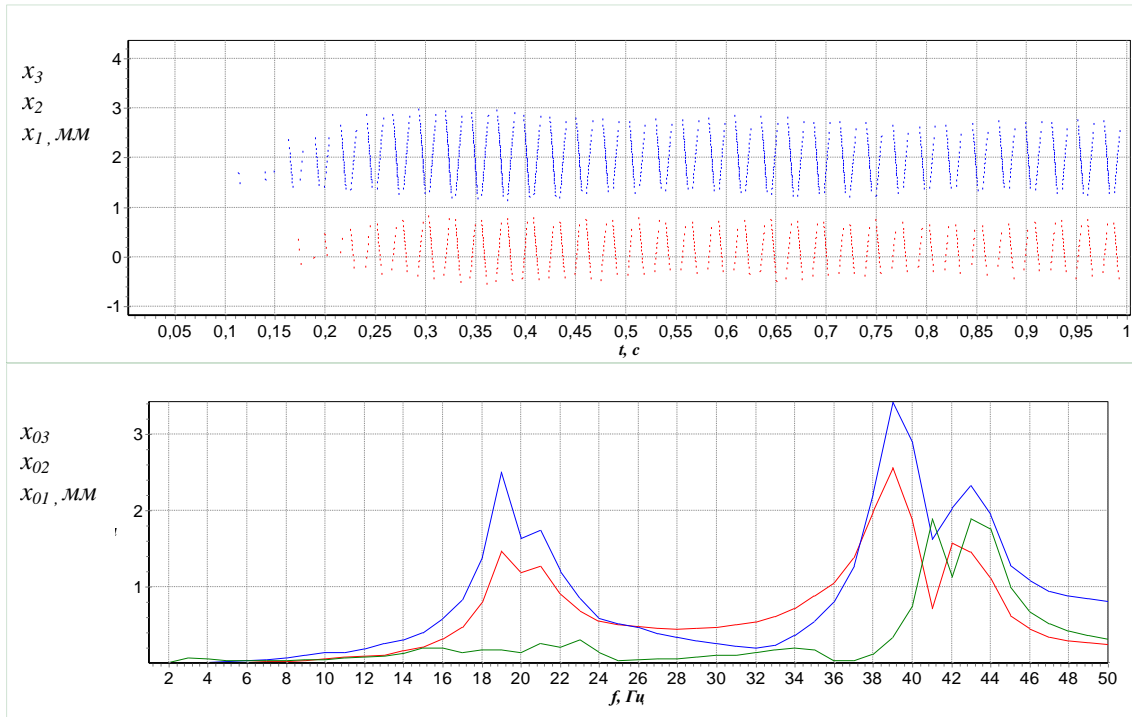


Рис. 6. – Віброграма руху і амплітудно-частотна характеристика тримасної вібраційної системи (рис.2, в).

Схема (рис. 2, д) на відміну від попередніх має можливість віброізоляції маси  $m_4$ , через яку здійснюється приєднання до базової машини, але за відсутності пружних елементів, паралельно з'єднаних з вібробудником, не дасть змогу ефективно реалізувати режими близькі до резонансу.

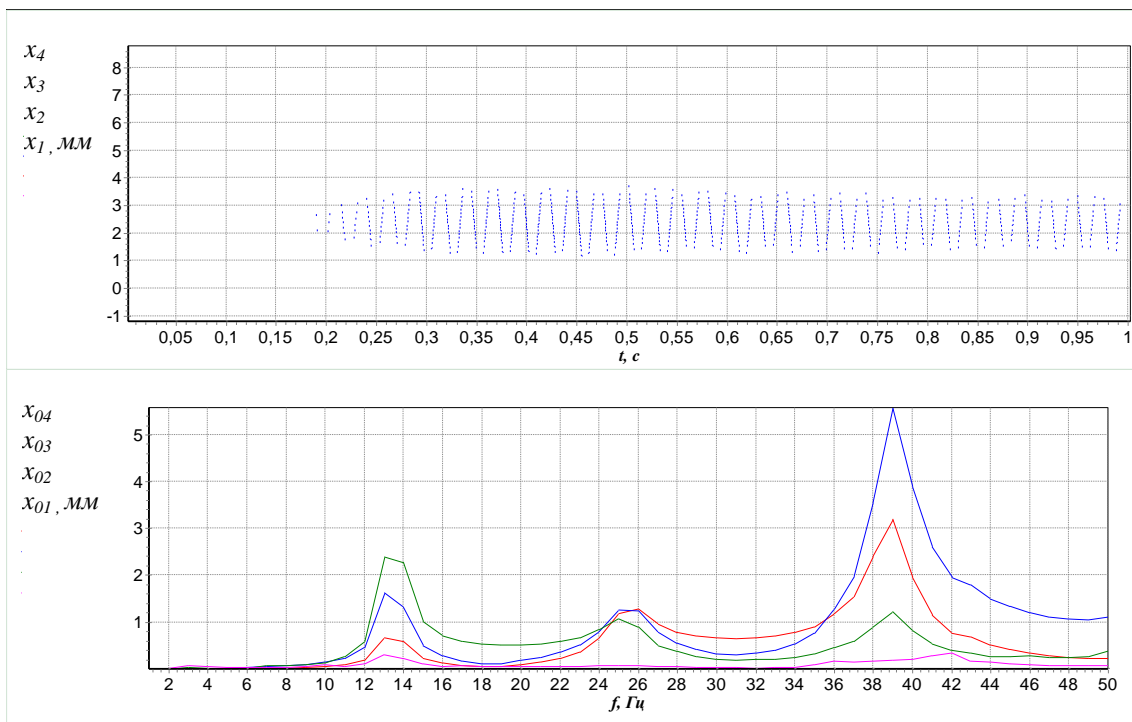


Рис.7. – Віброграма руху і амплітудно-частотна характеристика чотирьомасної вібраційної системи (рис.2, д).

Таким чином для реалізації вискоефективних режимів роботи, а саме: ударний, віброударний, полічастотний, необхідно використати більш складну схему вібротрамбовки (рис. 2, е - ж).

Проведений аналіз отриманих схем показав, що наявність двох паралельно розташованих пружних елементів дає можливість отримати декілька ефективних режимів роботи трамбівки.

При режимі роботи (рис 2.24, а) маси  $m_1$  і  $m_2$  рухаються в одній фазі та перебувають в протифазі з масою  $m_3$ , такий режим дозволяє отримати максимальну амплітуду коливання маси  $m_1$ , але якщо прийняти до уваги, що використано ударний режим, то рух мас, між якими відбуватиметься удар, повинен бути протифазним. Режими руху (рис 2.24, б, в) задовольняють умови використання ударного режиму (маси  $m_1$  і  $m_2$  перебувають в протифазі).

Таким чином для розрахункової системи (рис. 1) при співвідношенні мас  $m_3/m_2 = 3$  [4,7] виведені залежності для розрахунку жорсткостей  $c_1$  та  $c_2$  можна скористатись наступними виразами:

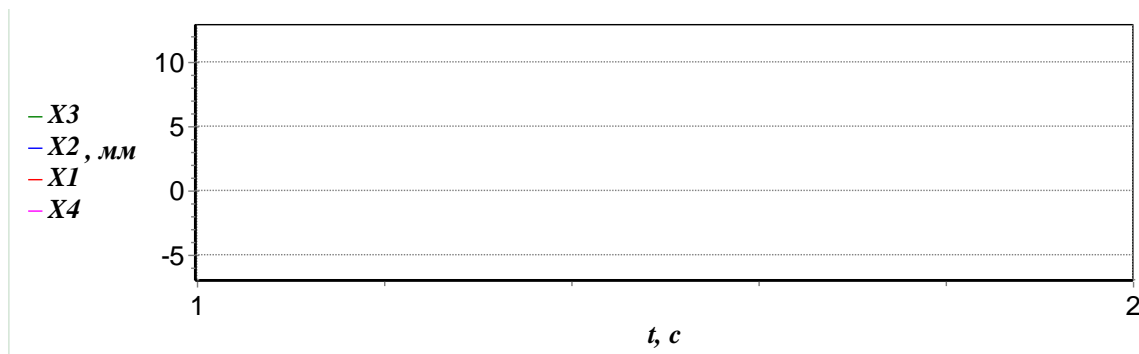
$$c_2 = \frac{\omega_{рез}^2}{0,81} \frac{m_2 \cdot m_3}{m_2 + m_3}; \quad (16)$$

$$c_1 = 0,68 \omega_{рез}^2 \cdot M_{np} \cdot e^{0,047 M_{np}}; \quad (17)$$

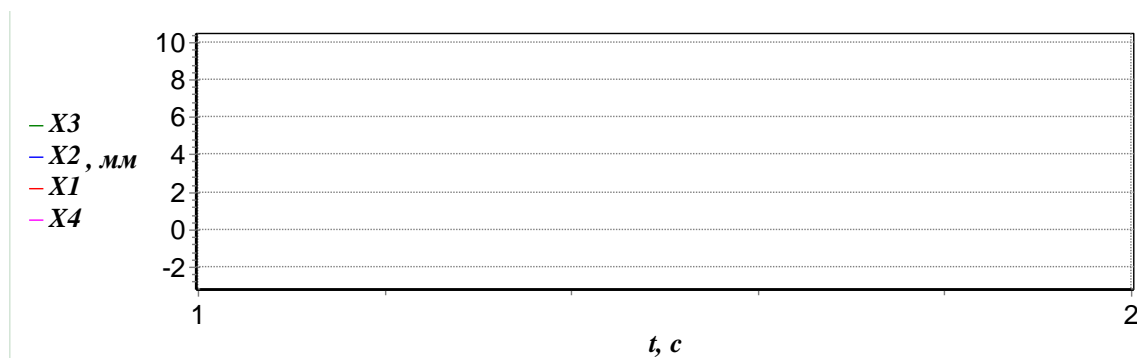
$$\text{де } M_{np} = \frac{m_1 \cdot m_3}{m_1 + m_3}.$$

#### Висновки.

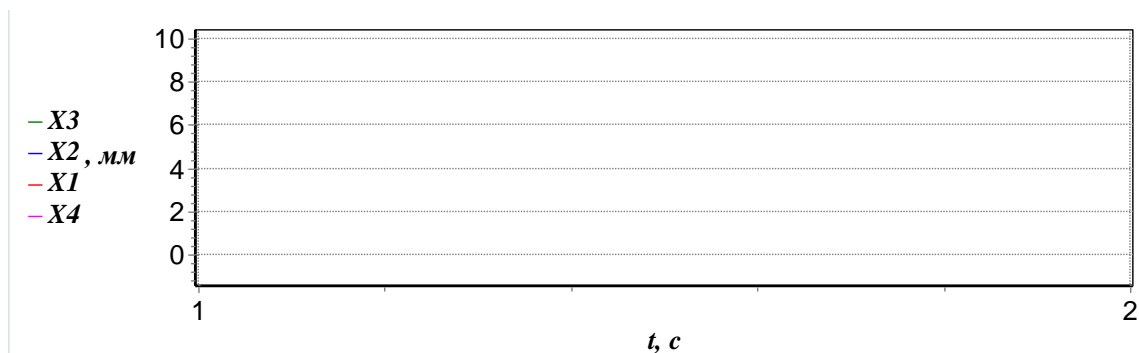
1. В результаті проведеного комп'ютерного експерименту встановлені закономірності переміщень системи тримасної вібротрамбовки в режимах розгону, резонансу, сталого режиму, зупинки та виявлено вплив параметрів середовища на рух вібротрамбовки.
2. При реалізації віброударного режиму дана оцінка впливу вищих гармонік. Так при частоті змушуючої сили рівній 10Гц, в коливаннях ущільнюючої плити чітко виявляється частота 30Гц, а при частоті змушуючої сили рівній 30Гц – 60Гц відповідно.
3. Знайдені умови протифазного руху мас  $m_3$  і  $m_2$ , при цьому амплітуда коливань ущільнюючої плити в зоні резонансу складає 2.4-3.0мм.
4. Встановлено суттєвий вплив конструктивних та технологічних параметрів на динаміку системи, що розглядається. Основний вплив на рух системи визначається співвідношенням масових та пружних характеристик.
5. Виявлені раціональні зони роботи вібротрамбовки. На рис. 8, б, наведено режими руху, що задовольняють умовам використання ударного режиму із рухом мас  $m_1$  і  $m_2$  в протифазі,
6. Запропоновано новий принцип додаткового підсилення вібраційної дії на середовище реалізацією синфазного руху двох мас трамбовки
7. Отримано залежності основних параметрів, використання яких забезпечує ефективність робочого процесу ущільнення ґрунтів. Так для досліджуваної системи при співвідношення мас  $m_1:m_2:m_3 = 1:1:3$  та коефіцієнтах жорсткості (16, 17) забезпечується раціональний режим руху вібротрамбовки.



а)



б)



в)

Рис. 8 – Залежність переміщень мас при різних значеннях  $c_1$  :а) –  $c_1 = 5.1 \cdot 10^5$  Н/м; б) –  $c_1 = 10.2 \cdot 10^5$  Н/м; в) –  $c_1 = 13.2 \cdot 10^5$  Н/м;

### Література

1. Анализ исследований в области уплотнения дорожно-строительных материалов: (Электронное издание – строительные и дорожные машины и техника) / Кустарев Г.В. – 2008. – Режим доступа до журн.: <http://sdm.str-t.ru/publics/26/>
2. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний / В. Л. Бидерман. – М.: «Высшая школа», 1980. – 408с.
3. Биркгоф Дж. Д. Динамические системы / Дж. Д. Биркгоф. – Ижевск: «Удмуртский университет», 1999. – 408с.
4. Дедов О.П. / Математична модель та визначення параметрів руху вібротрамбовки для ущільнення ґрунтів. / О.П. Дедов. "Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини". – 2006. – № 68. – С.41-46.



5. Назаренко І.І. Машины для виробництва будівельних матеріалів/ І.І. Назаренко. – К. “Віпол”, 1999. – 486с.
6. Назаренко І.І. Прикладные задачи теории вибрационных систем / И.И. Назаренко. – К. ИСИО, 1993. – 216с.
7. Свідерський А.Т., Дєдов О.П. Визначення конструктивних параметрів три масної трамбовки / А.Т. Свідерський, О.П. Дєдов – Полтава: Збірник наукових праць, серія “Галузеве машинобудування, будівництво”, випуск 23, том 2, 2009 – с. 119-127.



УДК 621.9

Н.Д. Балера к.т.н., доцент ХГТУСА,  
Л.В.Саенко к.т.н., ассистент ХГТУСА

## ДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ СТЕРЖНЕВОГО РАСТИРАТЕЛЯ СМЕСИТЕЛЯ

### Актуальность проблемы.

Определение основных параметров стержневого растирателя смесителя представляет собой актуальную задачу [1,3], потому что от их числовых значений зависит эффективность процесса гомогенизации [2].

### Методика определения основных параметров.

1. Определение радиуса центра тяжести сегмента стержневой загрузки и угла поворота.

Схема к расчету центрального угла загрузки  $\Omega$  и угла поворота сегмента стержневой загрузки  $\Theta$  показана на рис. 1.

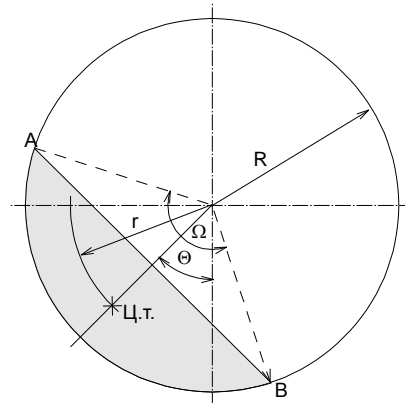


Рис. 1. Схема к расчету центрального угла загрузки  $\Omega$  и угла поворота сегмента загрузки  $\Theta$

Радиус центра тяжести сегмента стержневой загрузки:

$$r = R \cdot \frac{12 - 8 \sin \frac{\Omega}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\Omega}{4} + R \cdot \sin^2 \frac{\Omega}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\Omega}{4}}{12 - 4 \sin \frac{\Omega}{2} \cdot \operatorname{tg} \frac{\Omega}{4}}, \text{ м,}$$

где  $R$  – радиус барабана в свету, м;

$\Omega$  – центральный угол сегмента стержневой загрузки, град.

Угол  $\Omega$  найдем из следующего равенства:

$$\frac{R^2}{2} \cdot (\Omega - \sin \Omega) = \varphi \pi R^2.$$

Левая часть равенства – площадь сегмента, ограниченная хордой  $AB$ . Правая – площадь поперечного сечения барабана, умноженная на коэффициент заполнения барабана стержнями  $\varphi$  ( $\varphi = 0,2$ ).

Преобразуя равенство, получим:  $\Omega - \sin \Omega = 2\varphi\pi$ .

Подставим значение  $\varphi$ :  $\Omega - \sin \Omega = 2\varphi\pi = 2 \cdot 0,2 \cdot 3,14 = 1,256$ .

Полученное равенство трансцендентное, поэтому решаем его методом последовательных приближений, задавая значениями  $\Omega$ .

При  $\Omega = 120^\circ$ :  $2,0943 - \sin 120^\circ = 2,0943 - 0,866 = 1,2283$ .

При  $\Omega = 122^{\circ}$ :  $2,0943 - \sin 120^{\circ} = 2,0943 - 0,866 = 1,2283$ .

При  $\Omega = 121^{\circ}$ :  $2,1293 - \sin 122^{\circ} = 2,1293 - 0,8480 = 1,2812$ .

При  $\Omega = 121^{\circ}3'$  ( $121,05^{\circ}$ ):  $2,1118 - \sin 121^{\circ} = 2,1118 - 0,8571 = 1,2546$ ,

следовательно,  $\Omega = 121^{\circ}3' = 121,05^{\circ}$ .

Угол поворота сегмента стержневой загрузки  $\Theta$ .

$$\Theta = \alpha + \alpha_g, \text{ град,}$$

где  $\alpha$  – угол естественного откоса стержневой загрузки, град;  $\alpha = 30^{\circ}$ ;

$\alpha_g$  – угол динамического равновесия, град.

Скатываться будут только те стержни, которые будут находиться в зоне поворота на угол, превышающий  $\alpha$ . Количество и скорость скатывающихся стержней невелики при небольших значениях угла поворота, но при его увеличении тоже быстро увеличиваются до тех пор, пока количество скатывающихся стержней не достигнет количества поднимающихся. В тот момент, когда это произойдет, наступит динамическое равновесие загрузки, а угол дополнительного после угла  $\alpha$  поворота сегмента загрузки и будет углом динамического равновесия  $\alpha_g$ .

Угол  $\alpha_g$  определяем из выражения:

$$\omega \sqrt{\frac{L_x^3}{g}} = \sqrt{\sin\left(\frac{\alpha_g}{2} + \alpha\right)} (16R \cdot \sin \frac{\alpha_g}{2} - L_x \alpha_g),$$

$$2\pi \sqrt{\frac{L_x^3}{g}} = \sqrt{\sin\left(\frac{\alpha_g}{2} + \alpha\right)} (16R \cdot \sin \frac{\alpha_g}{2} - L_x \alpha_g),$$

где  $g$  – ускорение свободного падения,  $g = 8,81 \text{ м/с}^2$ ;

$L_x$  – хорда сегмента загрузки  $AB$ , м.

$$L_x = 2R \sin \frac{\Omega}{2} = 2 \cdot 0,405 \cdot \sin \frac{121^{\circ}3'}{2} = 0,71, \text{ м.}$$

Полученное уравнение – трансцендентное и получить его общие решения не удастся, поэтому значение необходимо вычислить методом последовательных приближений для

каждого конкретного случая:  $2\pi \sqrt{\frac{L_x^3}{g}} = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,47 \sqrt{\frac{0,71^3}{9,81}} = 0,56$ .

$$\text{При } \alpha_d = 14^{\circ}: \sqrt{\sin\left(\frac{14^{\circ}}{2} + 30^{\circ}\right)} (16 \cdot 0,405 \sin \frac{14^{\circ}}{2} - 0,71 \cdot 0,244) = 0,478 \cdot$$

$$\text{При } \alpha_d = 15^{\circ}: \sqrt{\sin\left(\frac{15^{\circ}}{2} + 30^{\circ}\right)} (16 \cdot 0,405 \sin \frac{15^{\circ}}{2} - 0,71 \cdot 0,262) = 0,515 \cdot$$

$$\text{При } \alpha_d = 16^{\circ}: \sqrt{\sin\left(\frac{16^{\circ}}{2} + 30^{\circ}\right)} (16 \cdot 0,405 \sin \frac{16^{\circ}}{2} - 0,71 \cdot 0,279) = 0,552 \cdot$$

$$\text{При } \alpha_d = 16^{\circ}15': \sqrt{\sin\left(\frac{16^{\circ}15'}{2} + 30^{\circ}\right)} (16 \cdot 0,405 \sin \frac{16^{\circ}15'}{2} - 0,71 \cdot 0,284) = 0,561 \cdot$$

Следовательно  $\alpha_d = 16^{\circ}15' = 16,25^{\circ}$ , а  $\Theta = 30^{\circ} + 16^{\circ}15' = 46^{\circ}15'$ .

Находим значение  $r$ :

$$r = 0,405 \cdot \frac{12 - 8 \sin \frac{121^{\circ}3'}{2} \cdot \text{tg} \frac{121^{\circ}3'}{4} + 0,405 \cdot \sin^2 \frac{121^{\circ}3'}{2} \cdot \text{tg} \frac{121^{\circ}3'}{4}}{12 - 4 \sin \frac{121^{\circ}3'}{2} \cdot \text{tg} \frac{121^{\circ}3'}{4}} = 0,405 \cdot \frac{8,107}{9,968} = 0,329 \text{ м.}$$



Определение времени подъема и времени скатывания стержней.

Время поворота барабана на угол  $\alpha_0$  (время подъема  $t_n$ ):

$$t_n = \frac{\alpha}{\omega} = \frac{\alpha}{2\pi n}, \text{ с}, \quad t_n = \frac{0,284}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,5} = 0,0903, \text{ с},$$

где  $\alpha_0$  – угол динамического равновесия, рад;  
 $n$  – частота вращения барабана,  $\text{с}^{-1}$ .

Время скатывания стержней:

$$t_{ck} = \sqrt{\frac{2l}{a}}, \text{ с},$$

где  $l$  – путь скатывания, м;  
 $a$  – ускорение скатывания,  $\text{м}/\text{с}^2$ .

$$l = 0,5L_x, \text{ м}, \quad l = 0,5 \cdot 0,71 = 0,355 \text{ м},$$

$$a = g \sin\left(\frac{\alpha_0}{2} + \alpha\right), \text{ м}/\text{с}^2, \quad a = 9,81 \cdot \sin\left(\frac{16^{\circ}15'}{2} + 30^{\circ}\right) = 6,06 \text{ м}/\text{с}^2.$$

Тогда, 
$$t_{ck} = \sqrt{\frac{2 \cdot 0,355}{6,06}} = 0,342, \text{ с}.$$

2. Расчет времени нахождения силикатной смеси в стержневом растирателе-гомогенизаторе.

Схема движения смеси показана на рис 2.

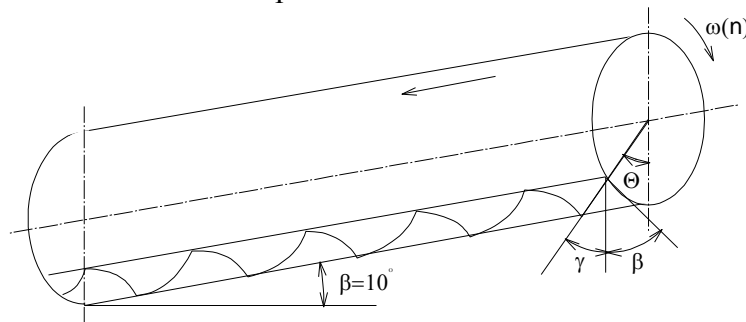


Рис. 2. Схема движения смеси в барабане

При малых углах наклона барабана ( $\beta < 15^{\circ}$ ) и угле  $\alpha$  близком к  $45^{\circ}$ , можно принять в первом приближении  $\alpha \cong \gamma$ . Будем упрощенно считать, что какой-то единичный объем материала движется по винтовой линии. Развернем цилиндр барабана и вместе с ним винтовую линию.

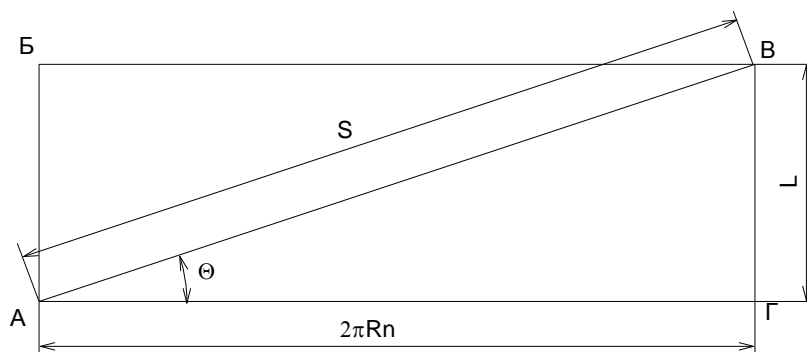


Рис. 3. Развертка барабана

$\Theta$  – угол подъема винтовой линии.

$$\Theta = \beta + \gamma \approx 2\beta, \text{ град} \quad \Theta = 2 \cdot 15 = 30^{\circ}.$$

Длина пути материала: 
$$S = \frac{L}{\sin \Theta} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 0,405}{\sin 30^\circ} = 5,09 \text{ м.}$$

За одну секунду материал пройдет по окружности барабана путь, который будет соответствовать пути куска по оси барабана.

$$l = V \operatorname{tg} 2\beta, \text{ м,}$$

где  $V$  – скорость относительного движения материала, м/с;  $l = V_o, \text{ м;}$

где  $V_o$  – средняя скорость движения материала вдоль оси барабана, м/с.

$$V_o = 2\pi R n_b \operatorname{tg} 2\beta, \text{ м/с,}$$

$$V_o = 2 \cdot 3,14 \cdot 0,405 \cdot 0,5 \cdot \operatorname{tg} 30^\circ = 0,73 \text{ м/с.}$$

Время нахождения материала в барабане:

$$T_p = \frac{S}{V_o}, \text{ с,} \quad T_p = \frac{5,09}{0,73} = 6,97 \text{ с.}$$

Учитывая более сложную траекторию движения материала и трение материала в процессе движения, необходимо увеличить расчетное время на 8...10 с. Окончательно имеем  $T_p = 15 \text{ с.}$

### Выводы.

1. Предложена методика определения основных параметров стержневого растирателя – гомогенизатора .
2. Выполненные основные расчеты для различных углов поворота сегмента загрузки подтверждают целесообразность предложенной методики.

### Литература

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. Підручник, КНУБА, 1999.- 488 с.
2. Савченко О.Г. Обладнання комплексів для виробництва будівельних дрібноштучних стінових виробів. Навчальний посібник. Харків, ЧП “Тінченко”, 2006.- 409 с.
3. Уткин В.Л. Новые технологии строительной индустрии. М., ЗАО “Русский издательский дом”, 2004.- 118 с.



УДК.666.97

*Д.А. Немчин, ведущий специалист, научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт инновационных технологий в энергетике и энергосбережения*

## **ИНТЕНСИФИКАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПОЛУЧЕНИЯ НЕАВТОКЛАВНОГО ПЕНОБЕТОНА**

**Актуальность проблемы.** Бурно развивающиеся строительные отрасли с принципиально новыми конструктивно-технологическими решениями требуют сверхпрочные, сверхлегкие, сверхнадежные и, естественно, сверхдешевые материалы, которыми и являются неавтоклавные пенобетоны.

Неавтоклавный пенобетон активно внедряется как конструкционно-теплоизоляционный и теплоизоляционный материал, имеющий ряд достоинств. За счет простой технологии его производство осуществляется как в стационарных условиях, так и на мобильных мини-заводах. Но при видимой простоте технологии процесс формирования макроструктуры ячеистого бетона трудно поддается управлению и регулированию. Это связано с необходимостью контролирования большого числа технологических параметров: качества и количества сырьевых компонентов, водотвердого отношения, температуры и рН среды, изменяющихся в процессе изготовления и твердения изделий. Поэтому реальные условия структурообразования пенобетонов часто отклоняются от оптимальных, что приводит к возникновению дефектов в структуре.

**Анализ литературы в исследуемой области.** Технологию изготовления пенобетона можно отнести к тонким критическим технологиям, закономерности которых резко отличаются от закономерностей технологии тяжелых бетонов. Кроме физико-химических характеристик исходных материалов в частности качества пенообразователя и стабилизатора пен на устойчивость механических характеристик пенобетона определяющее влияние оказывает способ и аппаратное оформление получения пены, способ и аппаратное оформление приготовления пенобетонной смеси, так как при смешивании с твердыми компонентами пена часто разрушается до момента схватывания вяжущего, пеноцементная масса дает усадку, по высоте свежее-уложенного массива образуются сплошные каналы слияния пузырьков. В результате нарушается структура пенобетона, возрастает плотность и неравномерность теплофизических свойств по высоте изделия.

Прочностные характеристики пенобетона зависят в оптимальном интервале вода/цемент [1,2] от

- сферической формы пор, что значительно снижает концентрацию напряжений от внешней нагрузки вокруг пор;
- равномерности распределения пор по объему, что повышает модуль упругости, морозостойкость и снижает теплопроводность пенобетонов;
- отсутствия облачной концентрации, а также соединения пор в виде направленных капилляров, являющихся основным фактором просадки изделий из пенобетона;
- устойчивости объема пенобетонной смеси до начала схватывания.

Анализ аппаратного оформления процесса приготовления пенобетона показывает, что в обычных среднеходных смесителях часто образуются сгустки уплотнения ЦВС при повышении активности пены или при заминке с вводом ЦВС или пены, что приводит к частой очистке смесителя от наростов, понижает качество пенобетонной смеси и производительность смесителя.

В работе [3] показаны преимущества вибрационного воздействия в период приготовления пеномассы на физико-технические свойства пенобетона, а именно:

совместный мокрый вибропомол исходных компонентов пенобетонной смеси в присутствии поверхностно-активных веществ, например, пенообразователя позволяет улучшить процесс диспергирования, а также обеспечить условие для вовлечения в массу воздуха, т.е. вспенивания ее, и получения пенобетона в одном аппарате. По результатам исследования макроструктуры вибропенобетона было установлено, что средне-квадратичное отклонение для образцов пенобетона в 7-8 раз, а средний радиус пор в 3-4 раза меньше, чем у стандартного пенобетона при одном и том же объемном весе.

В последние годы при производстве пенобетона все чаще применяются комбинированные схемы с использованием кавитационных аппаратов для приготовления активированной водоцементной смеси [4] с регулируемым эжектированием воздуха для снижения плотности ЦВС на 10-20 %, одновременно снижается и адгезия ЦВС к металлу обоих смесителей, при этом устраняется органика пены из первоначального акта взаимодействия цемента с водой, что обеспечивает более стабильную и менее склонную к фазовым переходам субмикроструктуру гидратных новообразований, особенно при высыхании, характерном для пенобетона [5].

**Обоснование физической модели.** Физическая модель гидродинамического кавитационного воздействия для активации ВЦС состоит в следующем:

За лопастями динамического или статического суперкавитирующего смесителя образуются суперкаверны оптимальных размеров, задаваемых скоростью (более 8 м/с) и давлением жидкости перед кавитатором или скоростью вращения крыльчатки (более 1500 об/мин), пульсирующая хвостовая часть которых генерирует поле кавитационных пузырьков заданных размеров. Кавитационные пузырьки схлопываются с образованием кумулятивных струек (со скоростью до 1000 м/с), которые проникая в жидкость и твердые частицы диспергирует их, создает микровихри большой интенсивности, что ускоряет тепломассообменные процессы и скорость химических реакций.

**Разработка схемы на основе использования резонансных явлений.** Существующая технологическая схема (рис. 1) получения пенобетона предполагает наличие рабочего элемента среднеоборотного смесителя, который подвергается агрессивному воздействию ВЦС, налипанию цемента, необходимости чистки рабочих элементов.

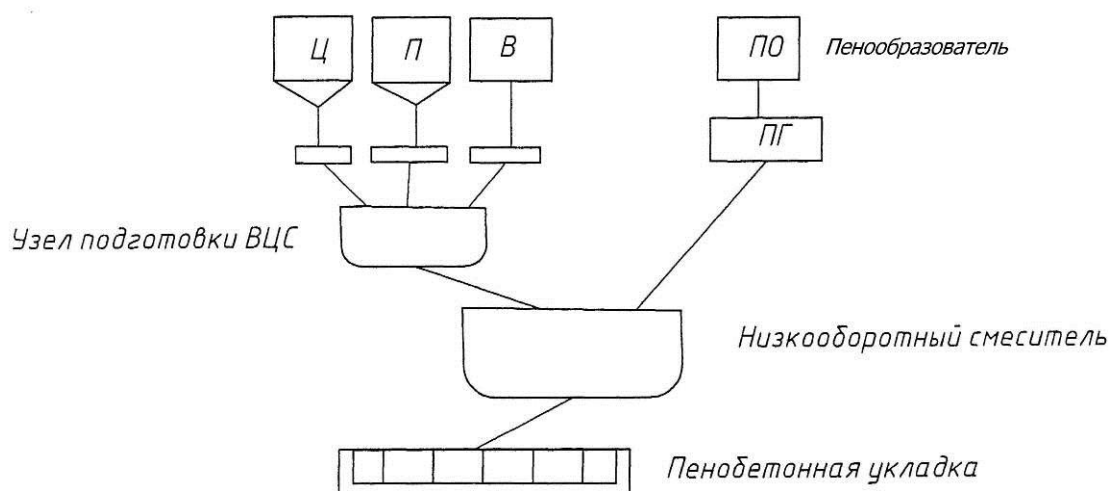
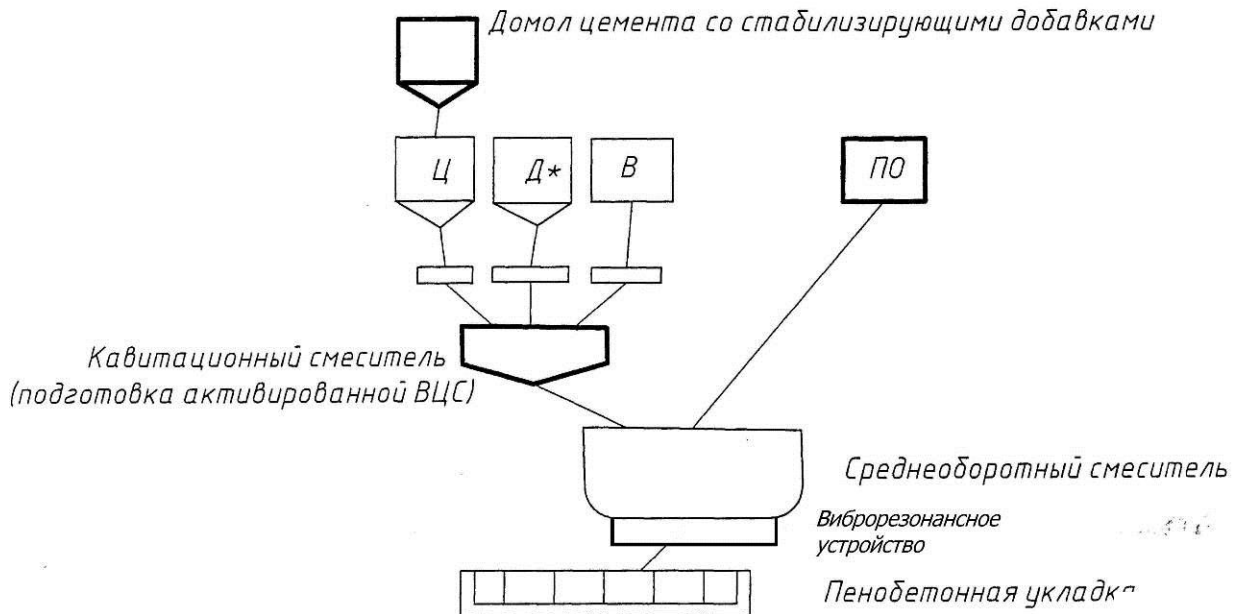


Рис. 1. Типовая технологическая схема производства пенобетона.

При внешнем вводе энергии в обрабатываемую многофазную систему появляется возможность отчистки этих элементов и исключения контактирующих с агрессивной средой рабочих элементов. А также появляется возможность прямого изготовления изделий необходимой формы из пенобетона. Поэтому для получения легких  $D < 400 \text{ кг/м}^3$  и прочных



пенобетонів  $R_{сж} > 75$  МПа нами пропонується змінити типову технологічну схему виробництва неавтоклавного пенобетона наступним чином (рис. 2):



\* розробтані добавки:

- структуруюча (в цемент, при домолі)
- пластифікуюча (в ВЦС, для зниження В/Т відношення)
- противоусадочна (в ВЦС)
- структуруюча (в ВЦС, для виключення усадки і тріщинатості)

Рис.2. Пропонується технологічна схема виробництва легкого пенобетона з підвищеною міцністю.

1. Замість звичайного бетонозмішувача встановлюється кавітаційний змішувач. При цьому виключається використання піску, а додається невелике кількість добавок:

- структуруюча;
- пластифікуюча;
- противоусадочна;

2. Середньоборотний змішувач доповнюється віброелектродинамічним пристроєм, який монтується в дні цього змішувача і дозволяє піддавати пенобетонну суміш віброрезонансній обробці в оптимальному діапазоні частот і віброускорень.

Проведені дослідження по вивченню динамічного поведіння багатофазних серед в порожнинах твердих і еластичних тіл, підданих впливу вібрації, дозволило виявити в умовах резонансу ряд характерних режимів їх руху, забезпечують дискретно-імпульсний ввід енергії во всьому об'ємі оброблюваної серед [6,7,8].

Як показали дослідження, наявність газової порожнини (ряда газових бульбашок) в коливаючійся рідині при впливі вібрації призводить до утворення коливної системи рідина – газ.

При збудженні режиму резонансних коливань, що має місце при збіганні частот зовнішнього збудження з резонансною частотою системи, відбувається утворення двох великих локальних скоплень газових бульбашок в області дна і кришки оболонки, які виконують інтенсивні пульсації по об'єму і осциляції по трьох



взаимно перпендикулярным осям. Образование таких локальных скоплений и их сложный режим движения в жидкости обуславливает возникновение:

- мощных макротурбулентных потоков ВЦС и пены во всем объеме резервуара, которые обеспечивают полное интенсивное перемешивание смеси;
- микроструйного течения жидкости за счет интенсивных пульсаций и осцилляций газовых пузырьков в локальных скоплениях;
- кавитационных пузырьков, образующихся за счет резкого изменения гидродинамического давления, которое в отрицательный полупериод понижается ниже уровня давления насыщенных паров.

Наличие макро– и микропотоков в смеси приводит к интенсификации процессов перемешивания, кумулятивные струйки при схлопывании кавитационных пузырьков и микровихри приводят к дополнительному дроблению частиц цемента, ускорению химических реакций, активации ВЦС.

Для проверки предполагаемой технологии были проведены предварительные установочные лабораторные испытания возможности получения пенобетона в режиме виброрезонанса.

В качестве источника внешнего вибровоздействия использовался электродинамический вибростенд типа ВЭДС – 100А с диапазоном частот 5-5000 Гц с виброускорением 0 – 20 g.

В результате проведенных лабораторных экспериментов было получено три образца пенобетона удовлетворительного качества, характеристики которого по плотности и прочности приведены в таблице.

Свойства теплоизоляционного пенобетона в возрасте 28 суток твердения в нормальных условиях

Марка по плотности пенобетона	Средняя плотность образца пенобетона Кг/м <sup>3</sup>	Прочность на сжатие М/Па
D 400	396	0,76
D 400	385	0,79
D 400	380	0,78

Новый тип вводимых в цемент структурирующих добавок [9,10] (“структураторов” – 0,5 ÷ 0,3% массы), упрочняющие межпоровые перемычки из цементного камня в пенобетоне в сочетании с новым способом приготовления пенобетонных смесей (кавитационная активация и виброрезонансные режимы) позволяют получить легкие пенобетоны D 400, а в перспективе D 150-200 с достаточно высокой прочностью от 0,8 до 4 МПа.

Лабораторные исследования, направленные на создание кавитационновиброрезонансных аппаратов с целью интенсификации процесса получения пенобетонов, снижения энергозатрат на единицу продукции, улучшения физико-механических характеристик пенобетонов показали возможность создания принципиально нового подхода к технологии и аппаратурному оформлению процесса получения пенобетона.

#### **Выводы.**

1. Существующие технологии и оборудование не в полной мере удовлетворяют современным требованиям производства пенобетона.
2. Предложена новая технологическая схема на основе использования кавитационновиброрезонансных аппаратов.



3. Проведенные исследования предполагают повысить эффективность процесса получения неавтоклавного пенобетона.

*Литература*

1. *Бахтияров К.И.* Исследование влияния качества пористой структуры и межпустотного материала на физико-механические свойства ячеистых бетонов. Автореф. дисс. канд. техн. наук. М.: 1966. – 14 с.
2. *Баранов А.Т.* Основы формирования структуры ячеистых бетонов автоклавного твердения. Автореф. дисс. канд. техн. наук. М.: 1981. – 17 с.
3. *Седунов Б.У.* Исследование влияния вибрационного воздействия в период приготовления пеномассы на физико-технические свойства пенобетона. Автореф. дисс. канд. техн. наук. М.: 1969. – 12 с.
4. *Лопес С.Х.* Исследование теплового и кавитационного воздействия и разработка аппаратов для интенсификации процессов приготовления строительных полуфабрикатов и изделий. Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Киев: 1981. – 21 с.
5. *Малинин Ю.С.* Исследование состава и свойств основного клинкерного минерала алита и его роли в портландцементе. Автореф. дисс. докт. техн. наук. М.: 1969. – 28 с.
6. *Ганиев Р.Ф., Лакиза В.Д.* О нелинейном резонансном эффекте вибрационного перемешивания в гравитационном поле сил // Докл. АН УССР. Сер. А. - 1973. - №5. – с. 432-436.
7. *Ганиев Р.Ф. и др.* Колебательные явления в многофазных средах и их использование в технологии. Киев: Техника, 1980. – 142 с.
8. *Ружинский С., Портник А., Савинюк А.* Все о пенобетоне. Изд. 2-ое СПб.: ООО “Стройбетон”, 2006. – 627 с.
9. *Ухова Т.А.* Новые виды ячеистых бетонов. Технология. Применение. 1-я Всероссийская конференция по проблемам бетона и пенобетона. М.: “Тотика”, 2001г. 3кн. – 1386с.
10. *Джантимиров Х.А., Юдович Б.Э., Зубехин С.А.* Совершенствование геотехнических цементационных материалов на основе гидравлических вяжущих. 2-я Всероссийская (Международная) конференция “бетону и железобетон” “Пути развития” “Дипак” 2005, – 504с.

УДК 666.97

*Р.С. Пиляев, заступник директора ДНДІ проектно-конструкторських інноваційних технологій в енергетиці і енергозбереження*

## ОЦІНКА ТА АНАЛІЗ ЗМІШУВАЧІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ ВОДНО-ЦЕМЕНТНОЇ СУСПЕНЗІЇ

**Актуальність проблеми.** В сучасному стані розвитку будівельної галузі України постає нагальне питання поліпшення якості виробів та конструкцій при зменшенні витрат на виконання відповідних процесів. В значній мірі це відноситься до процесів приготування бетонних сумішей і розчинів де ключовою операцією є перемішування компонентів. Основним технологічним обладнанням для реалізації цього процесу є змішувачі, що мають велику чашу як за конструкцією так і за параметрами [1, 2]. Особливим є клас змішувачів для приготування водно-цементних суспензій, параметри і конструктивні характеристики яких змінюються в широких межах. Тому вибір і обґрунтування як конструкції так і їх параметрів є задачею актуальною, оскільки відіграють важливу роль в забезпеченні ефективності процесу.

**Оцінка існуючих схем змішувачів.** Змішувачі у найбільш узагальненому випадку можна розділити на швидкохідні та тихохідні.

До швидкохідних належать пропелерні та турбінні змішувачі різних типів, а також спеціальні типи змішувачів, наприклад дискові, лопатеві, тощо. Ці змішувачі у залежності від форми лопаток (лопатеї) та методу їх розміщення можуть створювати радіальний, осьовий та радіально-осьовий потік рідини (рис.1).

Радіальний створюють турбінні змішувачі закритого типу, а також турбінні змішувачі з прямими або вигнутими лопатками. Осьовий потік можуть створювати пропелерні та шнекові змішувачі, а точніше – пропелерні та шнекові змішувачі з дифузorzом. Проміжний радіально-осьовий потік створюють турбінні змішувачі з лопатками, котрі встановлені з нахилом до площини обертання змішувача.

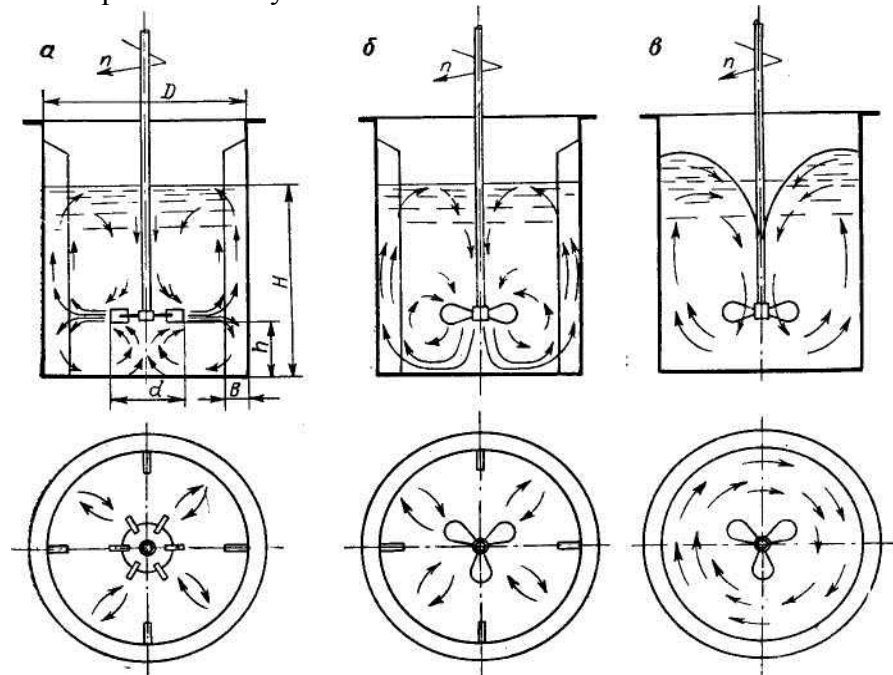


Рис.1 Схема роботи турбінних та пропелерних швидкохідних змішувачів.  
*a* – турбінний, апарат (сосуд) із перегородками; *б* – пропелерний, апарат із перегородками; *в* – турбінний або пропелерний, апарат без перегородок.



Швидкохідні змішувачі частіше за все працюють у апаратах з відображаючими перегородками. Відсутність перегородок призводить до завихрення рідини в апараті та утворенню воронки (рис.1, в). Кількість перегородок та розміри їх зазвичай складають: кількість перегородок  $J = 2 \div 6$ , ширина  $B = 1/12 \div 1/10 D$ ; частіше за все зустрічається  $J = 4$ . Для крупних агрегатів із діаметром  $D > 4$  м рекомендується застосовувати більшу кількість перегородок ( $J = 6$ ).

Перегородки можуть бути розташовані у самої стінки апарату або на деякій відстані від неї, встановлюватися під кутом відносно радіусу обертання змішувача, а також мати висоту, котра буде рівною, або меншою рівня рідини. Варіанти розміщення перегородок показані на рис.2. Розміщення *a* застосовується для рідин із невеликою в'язкістю, що наближена до в'язкості води, розміщення *б* – для рідин середньої в'язкості (7 – 10 Па·с, тобто 7000 ÷ 10 000 сП). Для таких рідин розміщення *a* призвело б до утворення застійних зон навколо перегородки. Для рідин з в'язкістю  $> 50$  Па·с (50 000 сП) взагалі не варто використовувати перегородки. Якщо в апараті зі змішувачем знаходиться спіральний змішувик, рекомендується встановлювати перегородки всередині змішувика. У цьому випадку перегородки можуть одночасно бути опорою для змішувика.

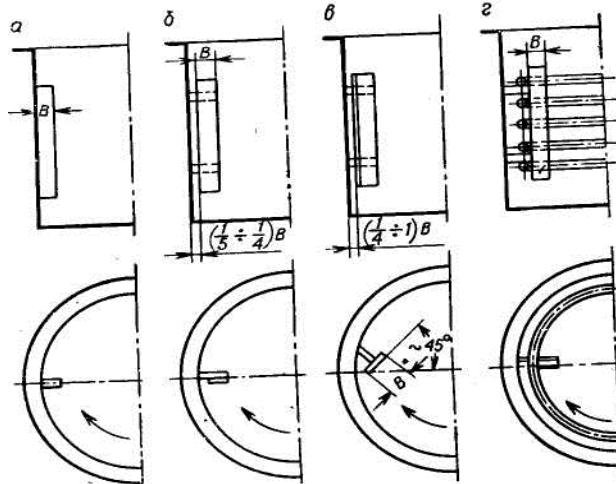


Рис.2 Способи встановлення перегородок.

*a* – для рідин із невеликою в'язкістю; *б* – для рідин із середньою в'язкістю; *в* – для рідин із великою в'язкістю; *г* – посуд із змішувиком.

До тихохідним відносяться лопатеві, якірні та рамні змішувачі. Вони створюють головним чином окружний потік рідини, тобто рідина обертається навколо осі апарату (рис.3). У цю групу входять також шнекові та стрічкові змішувачі.

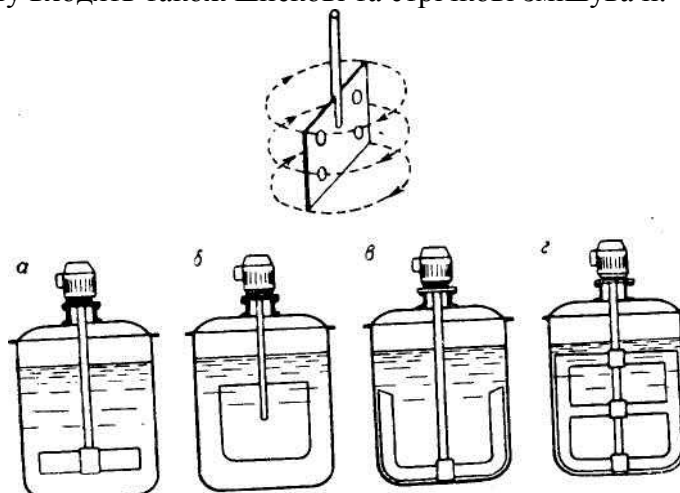


Рис.3 Схема роботи тихохідних змішувачів, що створюють коловий потік рідини  
*a* – лопатевий; *б* – листовий; *в* –якірний; *г* – рамний.

Окрім перерахованих існують спеціальні конструкції змішувачів, наприклад змішувачі, що створюють великі напруження зсуву (фактично ними можуть бути деякі типи турбінних змішувачів, вібраційні, скребкові змішувачі).

В сучасний стан відсутній універсальний критерій, котрий дозволив би визначити відповідність змішувача для даного процесу.

Очевидно, необхідні аналітичні дослідження процесу взаємодії робочих органів з рідиною або конкретною сумішшю, які дозволять запропонувати відповідний критерій ефективності робочого процесу. При цьому мають бути враховані як фізичні параметри суміші так і параметри робочих органів та їх конструктивні особливості. В табл.1 наведені дані для вибору змішувачів [2] із яких слідує, що існує великий діапазон зміни геометричних параметрів, що в цілому утруднює їх вибір.

В роботі [2] наведено графік (рис.4) областей використання окремих типів змішувачів для рідин із різною в'язкістю.

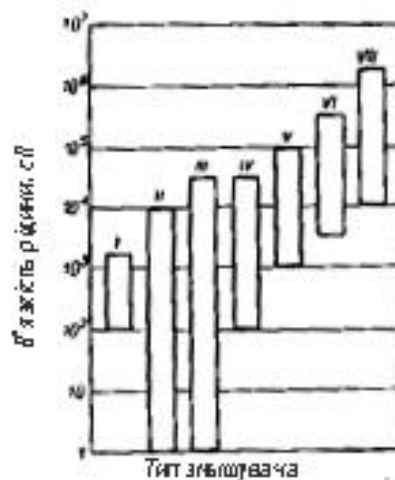


Рис.4 Діапазон використання різних типів змішувачів:

*I* – якірний; *II* – пропелерний; *III* – турбінний із плоскими лопатками; *IV* – лопатевий; *V* – рамний; *VI* – шнековий; *VII* – стрічковий

Із графіку слідує, що широку область застосування мають турбінні та пропелерні змішувачі, котрі придатні для перемішування рідин із великим діапазоном в'язкості. Інші змішувачі мають більш вузьку область застосування. За цим графіком неважко встановити також, що для перемішування рідин з дуже високою в'язкістю найліпше пристосовані шнекові і стрічкові змішувачі. Для перемішування рідин з середньою в'язкістю можна використовувати декілька типів змішувачів.



Таблиця 1. Рекомендовані геометричні параметри змішувачів

Процес	Тип змішувача	Величина або явище, що лімітують процес	Геометричні параметри апарату із змішувачем		
			$D/d$	$H/D$	Кількість змішувачів на одному валу, розміщення
Перемішування	Турбінні Пропелерні Лопатеві <i>Об'єм</i>	Циркуляція в об'ємі	3—6	Будь-яке	Один або кілька
Диспергування рідин, що не перемішуються	Турбінні Пропелерні Лопатеві <i>Витрати</i>	1. Діаметр крапель 2. Рециркуляція	3—3,5	1—0,5	$h/H \leq 1/2$
Розчинення частинок твердого тіла	Турбінні Пропелерні Лопатеві <i>Об'єм</i>	1. Напруження зсуву 2. Циркуляція в об'ємі	1,6—3,2	0,5—2	$h/H \leq 1/2$
Перемішування систем газ – рідина	Турбінні Пропелерні Лопатеві <i>Витрати газу</i>	1. Напруження зсуву 2. Циркуляція 3. Великі швидкості	2,5—4	4—1	1. Кілька найбільш низький на висоті $h = d$ 2. Самовсмоктуюча, під поверхнею рідини
Перемішування рідини із великою в'язкістю	Турбінні Пропелерні Лопатеві <i>В'язкість</i>	1. Циркуляція в об'ємі. 2. Невеликі швидкості	1,5—2,5	0,5—2	Один або кілька

**Висновки.**

1. Застосування інтенсифікуючих процесів приготування водно-цементної суспензії дає можливість суттєво поліпшити фізико-механічні властивості рідин і сумішей.
2. В сучасний стан відсутнім є загальноприйнятий критерій оцінки та вибору змішувачів для приготування водно-цементних суспензій.
3. Вирішення проблеми створення високоефективного змішувального обладнання лежить в площині пошуку розташування належним чином лопатей та активізації процесу перемішування шляхом підбору та визначення параметрів і режимів на основі дослідження взаємодії робочих органів змішувачів із оброблюваною сумішшю.

*Література*

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. К.: КНУБА, 1999.- 488с.
2. Стренк Ф. Перемешивание и аппараты с мешалками. Л.: Химия, 1975.- 384с.

УДК 693.542.52-868

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

## ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ УЩІЛЬНЕННЯ СУМІШІ В УМОВАХ УДАРНО-ВІБРАЦІЙНОГО НАВАНТАЖЕННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕТОДУ ДИНАМІЧНОЇ ПЕТЛІ ГІСТЕРЕЗИСУ

### Вступ. Постановка задач досліджень.

В умовах проектування ударно-вібраційних машин для ущільнення будівельних сумішей однією з найважливіших задач є оцінка характеру та величини енергії, що передається від робочого органу до середовища та визначення раціональних параметрів машини та середовища, що забезпечують даний процес. Основним критерієм ефективності роботи машини є максимальна передача енергії від робочого органу до середовища за умов мінімальних непродуктивних витрат енергії, мінімально можливої тривалості циклу, отримання виробу високої якості а також збереження високої надійності машини. Проте, слід зазначити, для представлення повної фізичної картини необхідно також врахувати крутизну фронту динамічного навантаження а також несиметричність динамічної петлі гістерезису відносно осей координат [4]. Для проведення досліджень використано метод динамічної петлі гістерезису (ДПГ) [4].

При проведенні досліджень у відповідності з методикою [1,2,3] реєструвались наступні параметри:

- амплітуда коливань шарів суміші.
- динамічний тиск в контактній зоні "форма-суміш" та в шарах суміші.

Вихідні дані [2]: вантажопідйомність лабораторної віброплощини-200кг(робочий орган+форма-120кг, маса бетону-80кг), частота коливань- $\omega=20$ Гц, амплітуда коливань(напіввзмах)- $X=0,75$ мм.

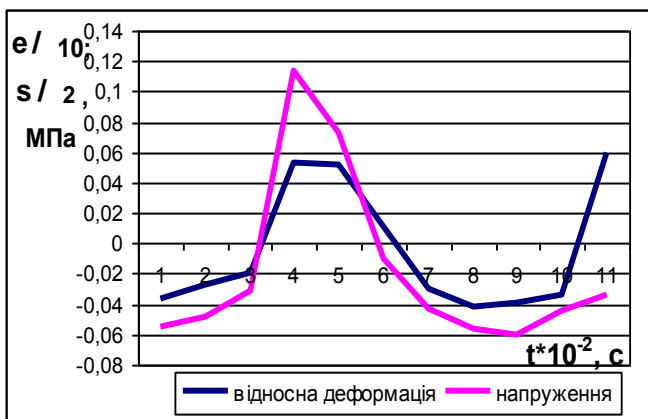


Рисунок1. Запис зміни напруження та відносної деформації за цикл ущільнення.

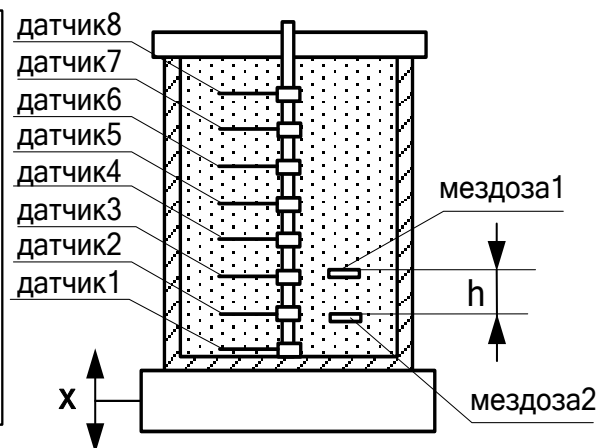


Рисунок2. Схема встановлення датчиків.

Встановлення датчиків тиску та переміщення в форму здійснювалось за схемою (рисунок2). Один датчик тиску (мездоза1) встановлювався на дні форми і закріплювався жорстко, інший датчик (мездоза2) встановлювався вільно на деякій висоті при завантаженні суміші. Датчики переміщення шарів суміші встановлювались на спеціальному, жорстко закріпленому в формі, штативі.

За отриманими значеннями напруження та відносної деформації побудовано динамічну петлю гістерезису (рисунок 3). Для аналізу отриманий графік умовно розділимо на ділянки: А-В, В-С та С-Д.

Ділянка А-В – відбувається випереджаючий ріст напруження по відношенню до відносної деформації, напруження  $\sigma$  досягає максимуму в точці В. На даному етапові відбувається плавне наростання тиску майже за лінійним законом (пружна деформація) з переходом в зону пластичної деформації.

Ділянка В-С – відбувається випереджаюче зростання відносної деформації по відношенню до напруження, відносна деформація  $\epsilon$  досягає максимуму в точці С. На даній ділянці відбувається перехід від етапу навантаження до розвантаження шару суміші.

Ділянка С-D – відбувається падіння напруження та відносної деформації, іде процес розвантаження.

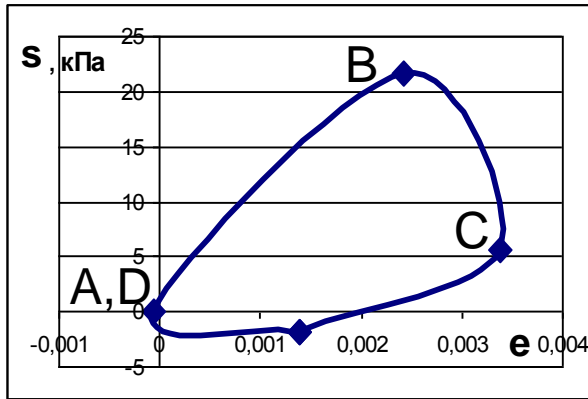


Рисунок 3. Динамічна петля гістерезису в кінці циклу ущільнення.

Слід зазначити, що в процесі віброущільнення відбувається зменшення площі ДПГ а також зміна її форми. На нашу думку, цей факт можна пояснити релаксаційними коливаннями тиску та відносної деформації з частотою відмінною від частоти коливань установки а також накладанням коливань форми. Оскільки площа петлі гістерезису є робота, що витрачається на ущільнення елементарного об'єму суміші, тому, стає зрозумілим, на початку циклу відбувається

активне поглинання віброенергії середовищем і, як наслідок, зміна площі ДПГ. Внаслідок проведених досліджень отримано результати запису показань датчиків для висоти суміші 1м.

Аналіз графіків вказує на неоднозначний характер руху суміші на різних етапах. Досліди проводились за умов вільного та фіксованого встановлення датчиків, тобто з можливістю руху датчика разом з сумішшю під час ущільнення або жорстке закріплення на штативі. На початковій стадії, було відмічено, відбувається синхронний рух суміші в одній фазі, зі збільшенням амплітуди по висоті. Далі, по мірі ущільнення характер руху шарів суміші змінюється – фіксується зсув фаз між показаннями датчиків а також протифазний рух суміші. За умов фіксованого встановлення датчиків ситуація виглядає дещо іншою: протифазний рух суміші більш виразний, більш того зсув фаз зафіксовано на різних висотах.

Зокрема, слід зазначити, досить різкий зсув фаз зафіксовано в умовах пошарового укладання суміші з подальшою вібрацією; очевидно за таких обставин більш істотною є різниця в поведінці шарів суміші на границях укладання – “ущільнена-неущільнена” суміш. Фрагменти робочих осцилограм для початкової та кінцевої стадій ущільнення приведено на на рисунках 4,5. Необхідно зазначити, що основні параметри середовища в умовах дії ударно-вібраційного навантаження отримано в роботі [5].

Будемо виходити з уявлення, що напруження в середовищі змінюється за законом:  $\sigma(\epsilon, \dot{\epsilon}) = E\epsilon + k\dot{\epsilon}$ . Оскільки бетонна суміш є середовищем з сильним затуханням, тому

запишемо хвильове рівняння у вигляді: 
$$\frac{\partial^2 U}{\partial t^2} = c^2 \frac{\partial^2 U}{\partial x^2} + \beta \frac{\partial^3 U}{\partial x^2 \partial t} \quad (1)$$

Розв'язок рівняння (1) будемо знаходити у вигляді: 
$$U(x,t) = U_1 e^{k_1 x} + U_2 e^{k_2 (2H-x)} \quad (2)$$

Підставивши рішення (2) у вихідне рівняння, та провівши необхідні перетворення



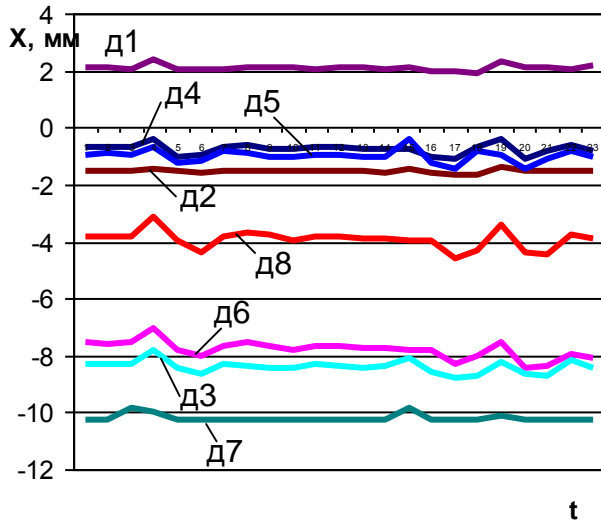


Рисунок4. Осцилограма показань датчиків переміщення шарів суміші на початку циклу ущільнення.

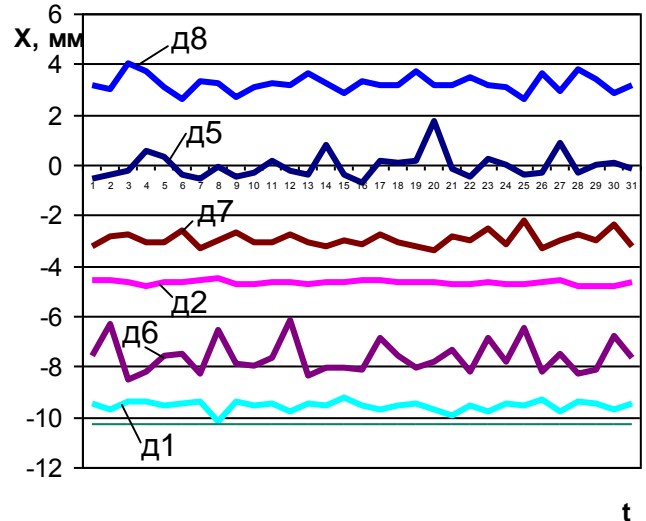


Рисунок5. Осцилограма показань датчиків переміщення шарів суміші в кінці циклу ущільнення.

отримаємо значення коефіцієнтів:  $k_{1,2} = \pm \sqrt{\frac{\ddot{x}_0}{\dot{x}_0 \frac{\kappa_0}{\rho} - x_0 c^2}}$ , (3)

Коефіцієнти  $U_1, U_2$  знаходимо за методикою [4]:  $U_1 = \frac{x_0 e^{-k_1 x}}{e^{k_1 x} + e^{-k_1 x}}, U_2 = \frac{x_0 e^{k_1 x}}{e^{k_1 x} + e^{-k_1 x}}$ . (4)

Для того, щоб врахувати вплив середовища на робочий орган вібромашини необхідно в диференційні рівняння руху робочого органу підставити значення напруження в зоні контакту:

$$\sigma = E\varepsilon + \kappa\dot{\varepsilon} = E \frac{\partial U}{\partial x} + \kappa \frac{\partial^2 U}{\partial x \partial t}. \quad (5)$$

Значення  $E$  було апроксимовано в попередніх дослідженнях за методами поліноміальної регресії та рядом Фур'є наступними залежностями:

$$E(t) = 0.856 - 1.187t + 0.396t^2 - 0.039t^3 - 8.055 \times 10^{-7} t^4 + 9.409 \times 10^{-5} t^5, \quad (6)$$

$$E(t) = \frac{A_0}{2} + \sum_{k=1}^n (A_k \cos(k\omega t) + B_k \sin(k\omega t)). \quad (7)$$

Далі необхідно знайти значення коефіцієнта в'язкості  $\kappa$ .

Динамічну петлю гістерезису можна апроксимувати окремими ділянками за допомогою поліноміального ряду (ділянка А-В):

$$\sigma(\varepsilon) = -3 \cdot 10^{-8} \varepsilon^3 - 3 \cdot 10^6 \varepsilon^2 + 17631 \cdot \varepsilon + 1.045, \quad (8)$$

також апроксимуємо швидкість відносної деформації:

$$\dot{\varepsilon}(t) = -2 \cdot 10^{10} t^5 + 10^9 t^4 - 4 \cdot 10^7 t^3 + 628184 \cdot t^2 - 5112.2 \cdot t + 15.271. \quad (9)$$

Тоді вираз напруження можна представити як суму лінійної та нелінійної частини:

Лінійна частина -  $E\varepsilon = 1.045 + 17631 \cdot \varepsilon$ , нелінійна частина -  $\kappa\dot{\varepsilon} = -3 \cdot 10^8 \varepsilon^3 - 3 \cdot 10^6 \varepsilon^2$ . (10)

Поділивши один ряд на інший, знайдемо коефіцієнт  $\kappa$ :

$$\kappa = \frac{-3 \cdot 10^8 \varepsilon^3 - 3 \cdot 10^6 \varepsilon^2}{-2 \cdot 10^{10} t^5 + 10^9 t^4 - 4 \cdot 10^7 t^3 + 628184 \cdot t^2 - 5112.2 \cdot t + 15.271}. \quad (11)$$



Аналогічно можна знайти значення коефіцієнта в'язкості для кожної ділянки петлі гістерезису.

Площу петлі гістерезису, як суму ділянок стиснення та розтягу можна визначити за співвідношенням [4]:

$$S = \int_0^T \sigma(t) \dot{\varepsilon}(t) dt = \int_0^{\tau} \sigma(t) \dot{\varepsilon}(t) dt + \int_{\tau}^T \sigma(t) \dot{\varepsilon}(t) dt, \quad (12)$$

Провівши необхідні перетворення, отримуємо вираз для визначення площі петлі гістерезису:

$$S = \frac{\sigma_n^2 \gamma \pi}{2E_0(1+\gamma^2)} \left[ 1 + \frac{(1-\alpha)^2}{\alpha^2} \right], \quad (13)$$

З виразу (13) слідує, що площа петлі має дві складові:

$$S_{cm} = \frac{\sigma_n^2 \gamma \pi}{2E_0(1+\gamma^2)}, \quad S_p = \frac{\sigma_n^2 \gamma \pi}{2E_0(1+\gamma^2)} \frac{(1-\alpha)^2}{\alpha^2}. \quad (14)$$

Ефективність динамічного впливу буде суттєвішою в тому випадку в якому значення  $S_{cm}$  буде більшим. Проте, варто зазначити, що можливі варіанти вібровпливу з однаковими площами ділянок стиснення але з різною крутизною фронту навантаження.

Для оцінки впливу крутизни фронту навантаження розглянемо вираз миттєвої потужності [4]:

$$P_{\text{мит}} = \sigma(t) \dot{\varepsilon}(t) = dS/dt. \quad (15)$$

Тоді миттєва потужність на стиснення:

$$P_{\text{мит}}^{cm} = \frac{1}{\alpha T} \int_0^{\alpha T} \sigma(t) \dot{\varepsilon}(t) dt. \quad (16)$$

З виразу (16) слідує, що є можливість існування варіантів з постійною та змінною швидкостями навантаження  $\dot{\varepsilon}(t) = V_\varepsilon$ . Якщо  $V_\varepsilon = const$ , тоді:  $P_{\text{мит}}^{cm} = \frac{1}{\alpha T} V_\varepsilon \int_0^{\alpha T} \sigma(t) dt$ . (17)

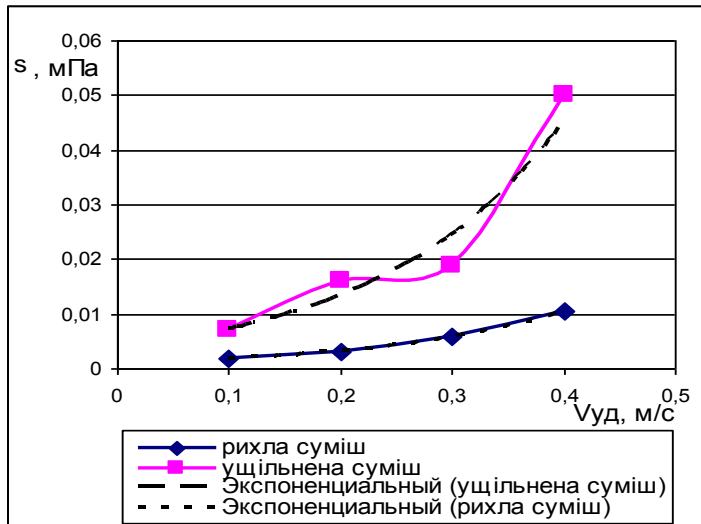
Логічно припустити, що ефективнішою буде та система в якій вища швидкість  $V_\varepsilon$ .

Далі можна створити узагальнений критерій, котрий порівнює обидві системи:

$$\frac{S_{cm_1} V_{\varepsilon_1}}{\alpha_1 T_1} = \frac{S_{cm_2} V_{\varepsilon_2}}{\alpha_2 T_2}. \quad (18)$$

Таким чином, якщо швидкість деформації  $V_\varepsilon = const$ , в такому разі ефективнішим буде той імпульс, в якого більшим є вираз (18). Якщо швидкість прикладання навантаження є величиною змінною, тоді, більш ефективною буде та система, котра має максимальне значення підінтегральної функції (17).

Слід зазначити, що величина та характер зміни наростаючої ділянки петлі гістерезису (ділянка А-В рисунок3) залежить від швидкості зміни напруженого стану, який дорівнює відношенню напруження  $\sigma$  до часу дії  $t$ . За умови нескінченно повільного прикладання навантаження зберігається майже лінійна залежність між напруженням та деформацією до моменту зняття навантаження. Звідси слідує, і це підтверджується дослідами для ударної системи, що чим більша буде швидкість зміни напруженого стану середовища тим ширшою буде петля гістерезису [4]. Далі доцільно привести результати експериментальних досліджень закономірності зміни напруження середовища в залежності від швидкості прикладання навантаження (рисунок 6). Рівняння апроксимації можна представити трьома типами:

Рисунок 6. Графік залежності  $\sigma=f(v_{уд})$ .**Загальні висновки:**

В результаті проведення теоретико-експериментальних досліджень варто зазначити, що характер руху суміші в ударно-вібраційній системі є неоднозначним, відмічається значний зсув фаз між різними шарами суміші а також протифазний рух суміші. Також, слід вказати, що наведені вище викладки дозволяють описати процеси, що відбуваються в зоні контакту робочого органу та середовища а також оцінити їхню ефективність в умовах складного характеру навантаження. Аналіз динамічної петлі гістерезису в умовах дії ударно-вібраційного навантаження свідчить, що процес відбувається в умовах більш різкого навантаження суміші за одиницю часу, і, при цьому величини напружень та відносної деформації досягають більших значень у порівнянні з гармонічними режимами. Цим очевидно і пояснюється більш “вугловата” форма петлі. Запропонований метод дає можливість описати динамічну петлю гістерезису методом поліноміальної регресії для подальшого використання.

*Література*

1. Баранов Д.С, Карамзин В.Е. О методике измерения давления бетонной смеси на элементы форм. Сб. НИИЖБ Стальные формы для сборного железобетона. М., Стройиздат, 1966.
2. Баранов Ю.О Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 150 с.
3. Баранов Ю.О, Клименко М.О, Басараб В.А Методика експериментальних досліджень взаємодії середовища з робочим органом ударно-вібраційної площадки. Техніка будівництва №11.К.: КНУБА, 2003.
4. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем, К.: І.С.Д.О, 1993.-216с.
5. Назаренко І.І, Баранов Ю.О, Басараб В.А Експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки. Техніка будівництва №14.К.: КНУБА, 2004.

Для рихлої суміші:

Експоненційна

$$\sigma(t) = 0.001e^{5.818t}$$

Степенева

$$\sigma(t) = 0.0272t^{1.2159}$$

Поліноміальна

$$\sigma(t) = 0.0818t^2 - 0.0123t + 0.0023$$

Для ущільненої суміші

Експоненційна

$$\sigma(t) = 0.004e^{6.063t}$$

Степенева

$$\sigma(t) = 0.1238t^{1.2753}$$

Поліноміальна

$$\sigma(t) = 0.5531t^2 - 0.1443t + 0.0177$$



УДК 666.97.003.16

*М.П.Нестеренко, к.т.н., доцент**Полтавський національний технічний університет імені Юрія Кондратюка*

## РОЗРОБЛЕННЯ ВІБРОЗБУДЖУВАЧІВ З РІДИННИМ ЗМАЩЕННЯМ ПІДШИПНИКІВ

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

**Аналіз останніх досліджень і публікацій, у яких започатковано розв'язання даної проблеми.** Розроблений у ПолтНТУ уніфікований ряд низькочастотних віброплощадок типу ВПГ із просторовими коливаннями рухомої рами ( $f = 24$  Гц) [1–4] містить дев'ять типорозмірів вантажопідйомністю від 10 до 30 т для формування виробів розмірами від 1,5x6 до 3x12 м. Застосування віброплощадок типу ВПГ дозволяє якісно і продуктивно ущільнювати бетонні суміші рухливістю до 3 см при вільній установці форм на рухому раму, яка спирається на пружні гумометалеві опори і приводиться в коливальний рух одним потужним дебалансним віброзбуджувачем із вертикальним валом.

Віброплощадки типу ВПГ-2 [5, 6, 7] з підвищеною технологічною ефективністю вирізняються наявністю двох віброзбуджувачів, що забезпечують рухомій рамі ефективні просторові коливання при більш рівномірному розподілі вертикальних амплітуд вібропереміщень за площею рухомої рами із частотою  $f = 26 - 30$  Гц. Ці віброплощадки дозволяють якісно формувати вироби завдовжки 6,28; 7,2; 9 і до 12 м стандартної ширини при заклинюванні форм між жорсткими упорами. На базі уніфікованих вузлів цих вібромашин – пружних опор та віброзбуджувачів зручно створювати стаціонарні віброформи для номенклатури великогабаритних і об'ємних залізобетонних виробів, здійснювати модернізацію касетних та інших установок.

**Виділення не розв'язаних раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується означена стаття.** Дебалансні віброзбуджувачі з вертикальним валом ВУ-10рс і ВУ-25рс [8], застосовувані у віброплощадках типу ВПГ, пройшли багаторічні випробування. Їм властива простота конструкції у сполученні з високою надійністю. Вони здійснюють коливання рухливої рами із частотою 24 Гц. Для формування виробів із бетонних сумішей зручновкладальністю 11...20 с привід віброплощадок повинен забезпечити коливання рухливої рами з частотою 27...30 Гц. У зв'язку з цим у ПолтНТУ розроблені конструкції віброзбуджувачів ВУ-8, ВУ-8А і ВУ-10А [9], у яких для змащування підшипників використовується пластичне мастило. Конструктивні схеми таких віброзбуджувачів схожі між собою, тому потрібно провести аналіз їхніх експлуатаційних характеристик і на його основі запропонувати ефективне конструктивне рішення із застосуванням рідинного мащення підшипників, що значно підвищить надійність роботи віброзбуджувачів.

**Метою даної роботи** є аналіз розроблених конструкцій віброзбуджувачів та збільшення їхньої надійності роботи за рахунок рідинного змащення підшипників.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** У таблиці 1 наведені технічні характеристики розроблених віброзбуджувачів ВУ-8, ВУ-8А і ВУ-10А.

Таблиця 1

## Технічні характеристики вібробуджувачів

Найменування параметрів	Типи вібробуджувачів		
	ВУ-8	ВУ-8А	ВУ-10А
Номінальна частота обертання вала, хв <sup>-1</sup>	1850		
Межа регулювання статичного моменту дебаланса, Н·м	1,72...2,87		1,76...3.38
Типорозміри підшипників	7618	3618	42620 і 414
Число підшипників	2	2	3
Габаритні розміри, мм:			
довжина	510		535
ширина	680		680
висота	440		475
Маса, кг	305	310	350

Усі вібробуджувачі мають однакові приєднувальні розміри й максимально уніфіковані по застосовуваних деталях. Кріплення вібробуджувача до рухливої рами віброплощадки здійснюється притисненням плоскої плити його корпусу до підвібраторної плити спеціальними болтами зі сталі 40Х із різьбою М36х3.

Необхідність розроблення зазначених варіантів вібробуджувачів викликана наявністю у виготовлювачів застосовуваних підшипників. Подача мастила здійснюється через прес-маслянки, встановлені у корпусах підшипників. Відведення відпрацьованого мастила відбувається усередину корпусу вібробуджувача, відкіля воно видалається при заміні підшипників. Не зупиняючись на теоретичних основах проектування опор кочення, наведемо нижче опис та аналіз експлуатаційних властивостей розроблених нами конструктивних варіантів вібробуджувачів [9].

Вібробуджувачі мають регулювання вимушуючої сили, здійснюване шляхом установки в отвори дебаланса циліндричних вантажів ступінчастої форми. Ці вантажі за допомогою монтажної шпильки через отвір у верхній частині корпусу легко встановлюються в дебаланс або витягаються з нього. Ступінчата форма вантажів забезпечує їхню осьову фіксацію за рахунок відцентрової сили, що виникає при обертанні дебалансу. Зміною кількості вантажів і їхнім розташуванням в отворах дебаланса забезпечується регулювання вимушуючої сили, у діапазоні від 50 до 100% її максимального розміру ступенями через 3...5 кН, що цілком достатньо для корекції режиму вібрації рухливої рами і дозволяє використовувати ті самі вібробуджувачі для віброплощадок різної вантажопідйомності.

У вібробуджувача ВУ-8 дебалансний вал установлений на конічних радіально-упорних роликів підшипниках 7618А. При правильно вибраному натязі підшипники цього типу можуть нести великі радіальні й осьові навантаження. Через відсутність зазорів між тілами кочення і бігових доріжок підшипники добре витримують осьові ударні навантаження, які поперемінно змінюються за напрямком, що обумовлює їхнє застосування у дебалансних вібробуджувачах віброплощадок типу ВПГ, де поряд із горизонтальними присутні й значні вертикальні складові віброприскорення рухливої рами. Регулювання натягу підшипників здійснюється за допомогою набору регулювальних прокладок, установлених під кришками підшипників. Для регулювання досить зняти одну з кришок і зменшити товщину набору прокладок до необхідного розміру натягу.

У модифікованому вібробуджувачі ВУ-8А застосовані сферичні дворядні роликів



підшипники 3618А за схемою: нижній підшипник жорстко закріплений на валу й у корпусі, а верхній – плаваючий. Посадка внутрішньої обойми верхнього підшипника дозволяє зафіксувати його на валу, тоді як зовнішня обойма може переміщатися вздовж осі корпусу підшипника. Така схема вібробуджувача дозволяє компенсувати виробничі неточності виготовлення, похибки монтажу, теплові деформації вузла і головне – не вимагає регулювання підшипників у процесі експлуатації.

Вібробуджувач ВУ-10А порівняно з вищезрозглянутими конструкціями має резерви як по вимушуючій силі, так і по частоті обертання дебалансного вала. На радіальне навантаження працюють радіальні роликопідшипники 42620, на осьове – однорядний кульковий підшипник 414, вільний від радіального навантаження завдяки зазору між посадковою поверхнею зовнішнього кільця і кришкою підшипників. Вібробуджувач дещо складніший у виготовленні, має більшу масу, а застосування підшипників із циліндричними роликами додатково накладає жорсткі вимоги на співвісність опор.

При виборі типів і розмірів підшипників керувалися тим, що для забезпечення бажаного ресурсу роботи вібробуджувача до його ремонту необхідно вибирати великогабаритні підшипники, що використовуються майже на граничнодопустимій частоті обертання.

На рис. 1 зображений поперечний переріз вібробуджувача з рідинним мащенням підшипників.

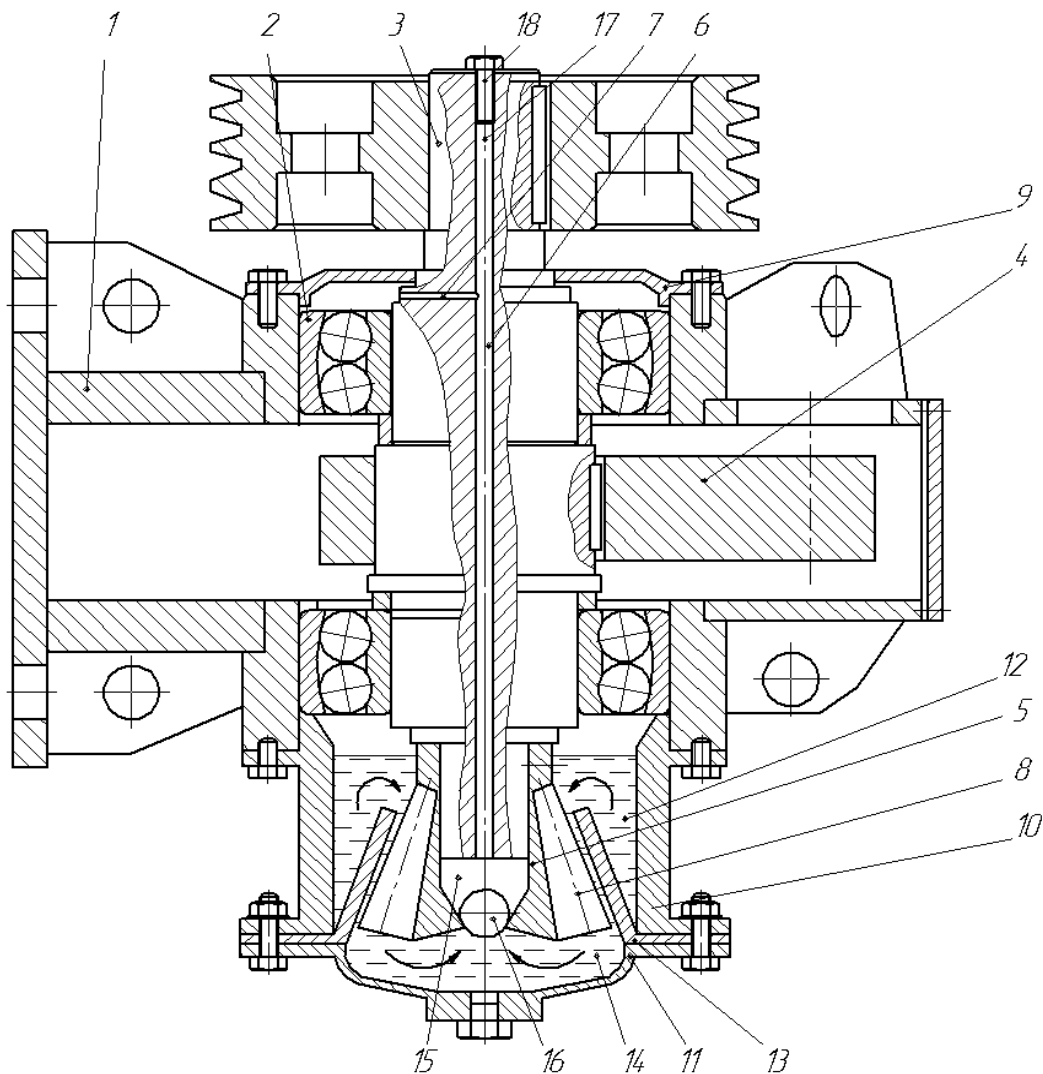


Рис. 1. Вібробуджувач з рідинним мащенням підшипників: 1 – корпус вібробуджувача; 2 – підшипник; 3 – вал; 4 – дебаланс; 5 – напірна втулка; 6 – осьовий канал; 7 – радіальний канал; 8 –

ребра: верхня кришка; 10 – юбка; 11 – нижня кришка; 12 – картер; 13 – направляюча; 14 – напірна камера; 15 – внутрішня порожнина напірної втулки; 16 – кульковий клапан; 17 – маслозаливний отвір; 18 – пробка.

Вібробуджувач має корпус 1, в якому на підшипниках 2 встановлений вал 3 із дебалансом 4 і напірною втулкою 5. У валу 3 виконані осьовий 6 та радіальні 7 канали для відведення масла й у його нижній частині встановлено напірну втулку 5, виконану у вигляді зрізаного конуса, жорстко закріпленого на валу, а зовнішня поверхня конуса виконана з ребрами 8. Корпус вібробуджувача 1 зверху закритий верхньою кришкою 9. Знизу до корпусу вібробуджувача 1 прикріплена юбка 10 закрита нижньою кришкою 11. Порожнина юбки 10 та нижньої кришки 11 утворює масляний картер 12, у якому напрямна 13 утворює напірну камеру 14. Напрямна 13 охоплює із зазором напірну втулку 5. У внутрішній порожнині 15 напірної втулки 5 розташований кульковий клапан 16. Верхня частина вала 3 має маслоналивний отвір 17, закритий пробкою 18.

Перед уведенням в експлуатацію вібробуджувача рідке мастило заливається у масляний картер 12 через маслоналивний отвір 17, який у робочому стані закритий пробкою 18. Мастило, заповнивши осьовий канал 6, стікає через радіальні канали 7 у масляний картер 12 вібробуджувача. Після ввімкнення вібробуджувача мастило нагнітається ребрами 8 під дією відцентрових сил уздовж напрямної 13 у напірну камеру 14 і через кульковий клапан 16 потрапляє у внутрішню частину напірної втулки 5 та через канали 6 і 7 стікає до підшипників 2, забезпечуючи їхнє змащення та потім збирається у масляний картер 12. При зупинці вібробуджувача мастило залишається у каналі 6 за рахунок того, що кульковий клапан 16 перебиває внутрішню порожнину 15 напірної втулки 5. При повторних пусках вібробуджувача мастило одразу з каналу 6 через канали 7 починає змащувати підшипники 2, чим досягається надійність змащення підшипників у період пуску.

У табл. 2 наведені розрахункові терміни довговічності роботи підшипників варіантів розроблених нами конструкцій вібробуджувачів ВУ-8Р, ВУ-8АР та ВУ-10Р із рідинним змащенням підшипників при частоті обертання вала  $1850 \text{ хв}^{-1}$ , визначені за відомою стандартною методикою.

Таблиця 2

Довговічність роботи підшипників вібробуджувачів

Тип вібробуджувача, кількість і типорозміри	Довговічність роботи підшипників у годинах при вимушуючій силі, кН			
	65	85	109	126
встановлених підшипників	65	85	109	126
ВУ-8АР, два підшипники 3618	8406	3249	1460	-
ВУ-8Р, два підшипники 7618А	10918	4480	1379	-
ВУ-10АР, два підшипники 42620 і один 414	11630	5726	2166	1325

### Висновки:

1. Аналіз експлуатаційних властивостей вібробуджувачів із пластичним змащенням підшипників дозволить виробникам орієнтуватися при виборі типу вібробуджувача з вертикальним валом.

2. Запропоноване конструктивне рішення забезпечує збільшення довговічності роботи вібробуджувача за рахунок рідинного змащення підшипників та підвищення надійності роботи підшипників вертикального вала шляхом подачі до них рідкого мастила в момент пуску, зберігаючи режими вібраційної дії, при яких забезпечується ефективне



ущільнення цементобетонних сумішей на віброплощадці.

3. Проведені розрахунки свідчать, що довговічність підшипників цілком достатня для безперебійної роботи віброзбуджувача протягом тривалого часу, тому що сумарний час роботи віброплощадки складає не більш 1,5 години за зміну.

#### *Література*

1. Назаренко И. И. Механизация и автоматизация трудоемких процессов на предприятиях сборного железобетона / И. И. Назаренко, В. А. Пенчук, В. Н. Гарнец, Ф. Ф. Бондаренко. – К.: Будивельник, 1988. – 192 с.
2. Горбовец М. Н. Вибрационная техника строительной индустрии: Обзорная информация / Горбовец М. Н. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1983. – 37 с.
3. Олехнович К. А. Потребительские качества современных виброплощадок / К. А. Олехнович, Ю. И. Виноградов, Н. П. Нестеренко // Строительные и дорожные машины. – 1991. – №8. – С.14 – 16.
4. Олехнович К. А. Виброплощадки для конвейерных линий / К. А. Олехнович, Ю. И. Виноградов, Н. П. Нестеренко // Бетон и железобетон. – 1991. – №4. – С. 18 – 19.
5. Нестеренко М. П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для виготовлення залізобетонних виробів широкої номенклатури / Нестеренко М. П. // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2005. – Вип. 16. – С. 177 – 181.
6. Нестеренко Н. П. Совершенствование виброплощадок для формования многопустотных панелей перекрытий / Нестеренко Н. П. // Эффективные строительные материалы и конструкции, используемые при возведении зданий и сооружений: Сб. науч. тр. – К.: УМК ВО, 1992. – С. 93–102.
7. Нестеренко М. П. Вібраційні площадки з просторовими коливаннями для підприємств будівельної індустрії / Нестеренко Н. П. // Збірник наукових праць (Галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2002. – Вип. 9. – С. 90 – 93.
8. Виноградов Ю. И. Вибровозбудитель с вертикальным валом / Ю. И. Виноградов, К. А. Олехнович // Строительные и дорожные машины. – 1983. – №6. – С.26 – 27.
9. Нестеренко Н. П. Выбор основных параметров и конструктивной схемы вибровозбудителей для виброплощадок с повышенной технологической эффективностью: Тез. докл. 42 научн. конф. Полтавского инж.-строит. ин-та 1990 г. / Нестеренко Н. П. – Полтава, 1990. – С. 54.



## Технологія і організація виробництва

УДК 512.97

О.О. Кубайчук, к.ф.-м.н. доцент Європейського університету,  
С.А. Теренчук, к.ф.-м.н. доцент КНУБА,  
Б.М. Єременко, студент КНУБА

### ОПТИМІЗАЦІЯ УПРАВЛІННЯ МЕТОДОМ ВИДІЛЕННЯ СИЛЬНО ЗВ'ЯЗНИХ КОМПОНЕНТІВ НА ГРАФАХ

*У статті засобами MATHCAD вирішена проблема знаходження сильно зв'язних компонентів для орієнтованого графа.*

*В статті засобами MATHCAD решена проблема отыскания сильно связанных компонент ориентированного графа.*

**Постановка задачі.** Під оптимальним управлінням підприємством в даній роботі будемо розуміти впорядкування його структурних підрозділів за обраним критерієм.

Розглянемо дану проблему на прикладі будівельної компанії, в структурі якої є окремі фірми, зайняті виробництвом, причому, вхідним продуктом для одних є вихідний продукт інших.

Таку складну систему природно розглянути в теоретико-графовій постановці. Нехай  $G = (V, E)$  – орієнтований граф, вершини якого – це фірми, а ребра відображають зв'язки між фірмами. Оскільки граф орієнтований, то порядок запису вершин ребра  $(u, v)$  є суттєвим. В даному випадку це означає, що фірма  $v$  використовує продукцію фірми  $u$ .

Ефективний менеджмент компанії полягає, в тому числі, у впорядкуванні роботи фірм. Ідеальною є ситуація, коли вдається так організувати цей процес, що фірми у виробничому циклі розташовуються в лінійному порядку – вишиковують вздовж горизонтальної лінії так, що всі ребра направлені зліва направо (або всі справа наліво). Іншими словами, фірми сортують, точніше, топологічно сортують.

Граф, який моделював проблему в [1], був ациклічним. Для орієнтованих ациклічних графів існують алгоритми топологічного сортування за лінійний час  $\Theta(V + E)$  [2]. Зокрема, для розв'язання задачі знаходження критичного шляху, сформульованої в [1] побудовано процедуру TOPOL\_SH\_PATHS в середовищі MATHCAD v.11, яка використовує алгоритм пошуку в глибину DFS [3]. Граф, що описує дану задачу організації управління, не є ациклічним в загальному випадку. Отже, топологічне сортування не можна застосувати.

#### 1. Алгоритм розв'язання.

1. Виділити фірми, між якими склалися тісні цикли виробництва-використання продукції;

2. Створити керівний орган для управління кожною компонентою;

3. Здійснювати координацію дій між компонентами (через уповноважені органи).

Крок перший, з точки зору теорії графів, означає розклад графа  $G$  на сильно зв'язні компоненти (СЗК).

Крок другий лежить поза компетенцією теорії графів.

Крок третій означає скористатися ключовою властивістю графа компонентів, а саме: граф компонентів є орієнтованим ациклічним графом, що впливає з леми 22.13 в [3].

Відомо, що сильно зв'язний компонент орієнтованого графа  $G = (V, E)$  – це максимальна множина вершин  $C \subseteq V$ , така що для кожної пари вершин  $u$  і  $v$  з  $C$ :  $u$  і  $v$  досяжні одна з одною. Таржан в [4] розробив алгоритм пошуку сильно зв'язних компонент за лінійний час. Ми скористаємося алгоритмом (варіант Ахо, Хопкрофт і Ульман [4]), який



використовує транспонування вихідного графа  $G$  (транспонований граф  $G^T = (V, E^T)$ , складається з ребер  $G$ , взятих у протилежному порядку). Цікаво відмітити, що графи  $G$  і  $G^T$  мають одні й ті ж сильно зв'язані компоненти. Граф компонентів утворюється з вихідного графа  $G$ , якщо стиснути в точку всі ребра між суміжними вершинами в кожному сильно зв'язному компоненті.

**2. Розклад на сильно зв'язні компоненти.** Для знаходження СЗК скористаємось алгоритмом STRONGLY\_CONNECTED\_COMPONENTS( $G$ ), описаним в [3]:

1. Виклик DFS( $G^T$ ) для обчислення часу закриття  $f[u]$  вершин графа  $G$ .
2. Побудова транспонованого графа  $G^T$ .
3. Виклик DFS( $G^T$ ), але в головному циклі процедури DFS вершини перебирати в порядку спадання значень  $f[u]$ , обчислених у пункті 1.
4. Древа пошуку в глибину, отримані в пункті 3 алгоритму – сильно зв'язні компоненти.

Теорема 22.16 з [3] гарантує, що цей алгоритм коректно обчислює СЗК.

Алгоритм STRONGLY\_CONNECTED\_COMPONENTS реалізуємо в середовищі MATHCAD v.13 (процедура STRONG\_COMP). Слід відзначити, що в [1] засобами MATHCAD побудовано процедуру DFS (пошук в глибину), але вона є чутливою до нумерації вершин. Тому, при її застосуванні виникають певні труднощі, пов'язані з перенумераціями. В цій роботі запропоновано варіант, який усуває цей недолік.

Нагадаємо також, що програма DFS проводить класифікацію ребер графа, а саме, виділяє: а) ребра дерева пошуку в глибину – “Т”; б) обернені ребра – “В”; в) прямі, або перехресні ребра – “FC”. Отже, відповідно пункту 4 алгоритму, вершини, сполучені ребрами “Т” складають сильно зв'язні компоненти графа  $G^T$ , а відтак – графа  $G$ .

**3. Програмна реалізація.** Розглянемо роботу процедури STRONG\_COMP на конкретному прикладі. Нехай виробничі стосунки, що склалися між фірми, роботу яких потрібно оптимізувати, відображає орієнтований граф (рис.1).

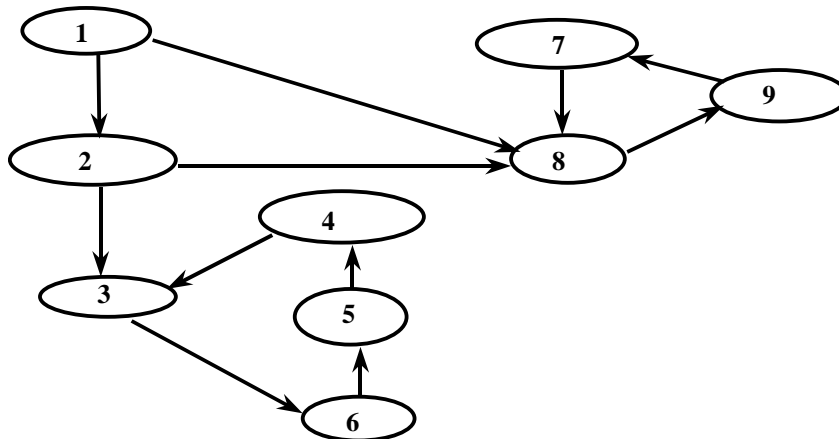


Рис. 1. Граф, що відображає структуру підприємства

1) Задати граф списками суміжностей.

$$\begin{aligned}
 T1 &:= \begin{pmatrix} 2 \\ 8 \end{pmatrix} & T2 &:= \begin{pmatrix} 3 \\ 8 \end{pmatrix} & T3_1 &:= 6 & T4_1 &:= 3 \\
 T5_1 &:= 4 & T6_1 &:= 5 & T7_1 &:= 8 & T8_1 &:= 9 & T9_1 &:= 7
 \end{aligned}$$

$$\text{GRAF} := \begin{pmatrix} 1 & T1 \\ 2 & T2 \\ 3 & T3 \\ 4 & T4 \\ 5 & T5 \\ 6 & T6 \\ 7 & T7 \\ 8 & T8 \\ 9 & T9 \end{pmatrix}$$

- 2) Операції зі стеком (див. [1]).  
3) Допоміжні функції.

$$\overline{\text{IS\_WHITE}(color) := color = \text{"WHITE"}}$$

$$\overline{\text{f}_0(i,j) := 0}$$

$$\overline{\text{f\_color}(i,j) := \text{"WHITE"}}$$

$$\overline{\text{f\_kor}(i,j) := -777}$$

- 4) Створення структури для зберігання міток "T", "B", "FC" для ребер графа.

$$\overline{a(i,G) := \text{matrix}(\text{rows}(G_{i,2}), 1, \text{f}_0)}$$

ini_mark(G) :=	N ← rows(G) c ← matrix(N, 1, f <sub>0</sub> ) for i ∈ 1..N   continue on error a(i, G)   c <sub>i</sub> ← a(i, G) c
----------------	--

- 5) Пошук не пройдених ребер у списку суміжності вершини.

FIND_MARK(n, G, M) :=	return -1 if IsScalar(G <sub>n,2</sub> ) for i ∈ 1..length(G <sub>n,2</sub> ) return $\begin{bmatrix} (G_{n,2})_i \\ i \end{bmatrix}$ if (M <sub>n</sub> ) <sub>i</sub> = 0 -1
-----------------------	---

- 6) Транспонування графа.

GRAF_TRG) :=	GT ← matrix(rows(G), 1, f <sub>0</sub> ) for i ∈ 1..rows(G)   continue if G <sub>i,2</sub> = 0 for j ∈ 1..length(G <sub>i,2</sub> )   v ← match $\left[ (G_{i,2})_j, G^{(1)} \right]_1$   (GT <sub>v</sub> ) <sub>1</sub> ← G <sub>i,1</sub> if GT <sub>v</sub> = 0   GT <sub>v</sub> ← stack(GT <sub>v</sub> , G <sub>i,1</sub> ) otherwise GT ← augmen(G <sup>(1)</sup> , GT)
--------------	--



## 7) Пошук в глибину.

```

DFS(G) :=
  nv ← rows(G)
  color ← matrix(nv, 1, f_color)
  d ← matrix(nv, 1, f0)
  f ← matrix(nv, 1, f0)
  pi ← matrix(nv, 1, f_kor)
  M ← ini_mark(G)
  time ← 0
  S ← INI_STACK
  for k ∈ 1..nv
    if IS_WHITE(colork)
      colork ← "GRAY"
      dk ← time ← time + 1
      S ← PUSH(S, k)
      while ¬STACK_EMPTY(S)
        w ← FIND_MARK(k, G, M)
        if w ≠ -1
          a ← match(w1, G(1))1
          b ← w2
          if colora ≠ "WHITE"
            (Mk)b ← "B" if colora = "GRAY"
            (Mk)b ← "FC" otherwise
          otherwise
            (Mk)b ← "T"
            colora ← "GRAY"
            da ← time ← time + 1
            pia ← k
            S ← PUSH(S, a)
            k ← a
          otherwise
            k ← POP(S)1
            S ← POP(S)2
            colork ← "BLACK"
            fk ← time ← time + 1
            k ← pik
      augmen(G, M, pi, d, f, color)

```

## 8) Сильно зв'язні компоненти.

STRONG_COMP :=	WOOD $\leftarrow$ DFS(G)
	f $\leftarrow$ WOOD <sup>(6)</sup>
	GT $\leftarrow$ GRAF_TRG
	GTN $\leftarrow$ reverse(csort(augmen(f, GT), 1))
	NGRAF $\leftarrow$ submatrix(GTN, 1, rows(GTN), 2, 3)
	submatrix(DFS(NGRAF), 1, rows(G), 1, 4)

## 9) Результат.

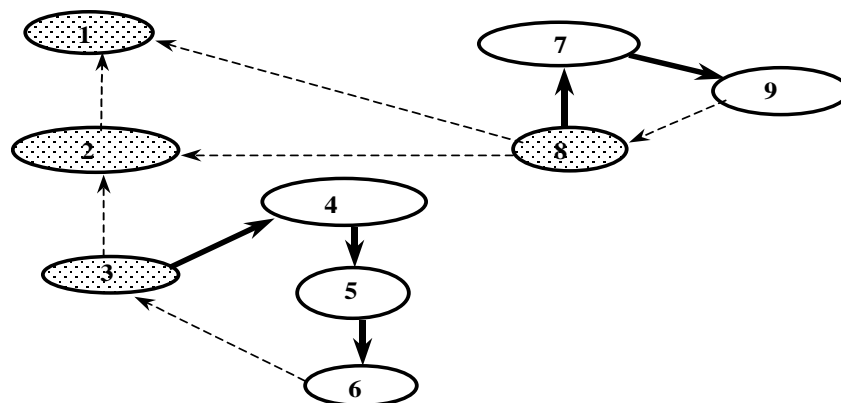


Рис. 2. Транспонований граф

На рис. 2 жирними стрілками зображено дерева пошуку в глибину на графі, транспонованому до вихідного графа. Заштриховані вершини – це корені дерев. Отже, можна виділити чотири сильно зв'язні компоненти: 1, 2, 3-4-5-6, 8-7-9, і для ефективного управління рекомендувати схему, зображену на рис. 3.

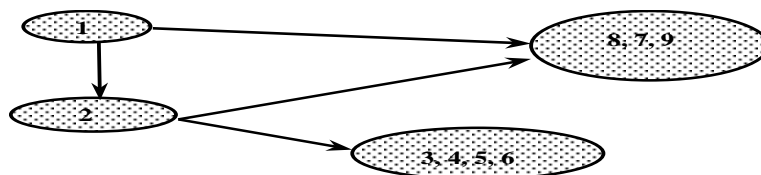


Рис. 3. Оптимальна схема управління.

**Висновки.** В даній роботі запропонована методика розв'язання задачі ефективного управління підприємством з застосуванням теорії графів, яка передбачає виділення сильно зв'язних компонентів орієнтованого графа і застосування процедури топологічного сортування орієнтованого ациклічного графа. Для виділення СЗК в середовищі MATHCAD розроблено процедуру STRONG\_COMP.

*Література*

1. Кубайчук О.О., Теренчук С.А., Єременко Б.М. Застосування топологічного сортування у плануванні будівельних робіт // Містобудування та територіальне планування: Наук.-техн. збірник – К., КНУБА, 2007. – Вип. 28.-с. 102-108.
2. Д. Кнут. Искусство программирования, Т.1. Основные алгоритмы, 3-е изд. –М.: “Вильямс”, 2000.
3. Т. Кормен, Ч. Лейзерсон, Р. Ривест, К. Штайн, Алгоритмы. Построение и анализ, 2005.
4. Tarjan R. Depth First Search and Linear Graph Algorithms. // SIAM Journal on Computing, 1972. – 1(2), p. 146-160.



УДК 519.68

А.Б. Лисицын, аспирант КНУСА

## СТРУКТУРНО-ПРОДУКТОВОЕ ПЛАНИРОВАНИЕ ДЕВЕЛОПЕРСКИХ ПРОЕКТОВ

**Постановка проблемы.** Бурный рост рынка недвижимости в последнее время привел к росту количества девелоперских компаний, поскольку их деятельность приводила к получению сверхприбылей, что обеспечивало их устойчивое существование и развитие. Потому такие компании очень легко приводили в жизнь лозунг «получение прибыли от вложения капитала через производство новой продукции – строительство объектов недвижимости». Но в условиях кризиса эта формула перестала работать. Девелоперы начали ощущать нехватку средств, останавливать проекты, сокращать сотрудников, продавать часть активов. Такая ситуация потребовала поиска новой организации управления девелопментом. Организации, которая бы характеризовалась разумной экономичностью в финансовом и ресурсном управлении, осторожностью в принятии решений и четкостью в их исполнении. А это потребовало создания нового научно-методического базиса управления девелоперскими проектами в условиях кризиса.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Вопросам управления девелоперскими проектами уделялось значительное внимание в различных публикациях [1-4]. Но научные идеи, методы, модели и средства управления девелоперскими проектами разработанные, под нормально функционирующую экономику, перестали работать в условиях кризиса. В связи с тем, что реализация девелоперских проектов является не только способом умножения доходов собственника или источником для получения прибыли девелопером или инвестором, но и оказывает реальное влияние на экономические процессы, доходы бюджета, социальные отношения, развитие недвижимости ведет к качественному позитивному изменению не только самих объектов, но и их окружения упадок в девелопменте привел к значительному падению как внутреннего валового продукта, так и создал психологическую неустойчивость у значительной части общества. Таким образом возникает научная задача создания методов, моделей и средств управления девелоперскими проектами в условиях кризиса. Необходимо, через создание научно-методологического базиса управления девелоперскими проектами в условиях кризиса на практике перейти от концепции «реактивного управления», присущей практически всем сторонам деятельности украинской экономики к концепции «проактивного управления» [5]. Надо научиться реализовывать девелоперские проекты даже в неблагоприятных условиях, связанных с нехваткой финансовых средств, отсутствием покупателей, неспособностью государства создавать благоприятные условия для бизнеса, нерадивостью чиновников и т.д. Этому должна помогать наука. В частности – исследования, направленные на создание новых антикризисных подходов, методов и средств управления девелоперскими проектами. Этому и посвящена данная научная работа.

**Нерешенная ранее часть проблемы.** В условиях кризиса на первую роль выходят задачи, связанные с обеспечением выживания предприятия. При этом выживание обеспечивается такими решениями, которые позволят минимизировать затраты в процессе создания объектов недвижимости, а также их рационального использования. Необходимо, через создание научно-методологического базиса управления девелоперскими проектами в условиях кризиса на практике перейти от концепции «обеспечение получение прибыли через реализацию девелоперских проектов» к концепции «реализация девелоперских проектов обеспечивающих существование бизнеса». Переориентация отечественных девелоперов на эту концепцию, а также разработка и использование научно-методических

основ антикризисного управления девелоперскими проектами позволит с наименьшими потерями пройти этот сложный этап в жизни страны.

**Постановка задания.** Кризисные явления в экономике требуют постоянного научно-обоснованного поиска наиболее прогрессивных форм организации и управления инвестиционной деятельностью, которые разрешили бы соединить жесткие требования инвесторов к техническому уровню и качеству проектов с достижением допустимого уровня рисков и заданного уровня стоимости и сроков их реализации в период кризиса [6]. Выполнение этих условий требует не только специализации и профессионализации управленческой деятельности, но и разработки научно-обоснованных специальных антикризисных организационных форм, методологии и техники управления проектами. Именно это будет заданием данной работы.

**Основной материал исследований.** Для решения сформулированной задачи вначале выделим основные характерные черты кризиса в девелопменте:

**1.Отсутствие, или высокая стоимость финансовых ресурсов.** Из-за этого увеличивается неопределенность выполнения работ по проекту. Кроме того, полученных финансовых ресурсов может не хватить на все программу строительства, поэтому выбираются только наиболее важные для девелоперских проектов работы. И становится невозможным выполнить первоначальный бюджет проектов. Надо научиться вычислять приоритет всех работ и направлять имеющиеся ресурсы на приоритетные работы.!

**2.Отсутствие реального покупателя.** Точнее, покупатели всегда есть. Но их ценовые предложения очень низкие. Поэтому проблематичной становится выгодная продажа объектов. Это приводит к тому, что полная готовность объекта нужна к моменту наилучшего ценового предложения на него. После окончания кризиса!

Как противостоять выше изложенным кризисным явлениям в девелопменте? По мнению автора стратегия управления проектами должна быть следующей: через эффективное планирование и администрирование – к минимизации потерь и максимизации эффекта от использования ресурсов в проектах. Для этого необходимо:

**1.Скрупулезно отбирать новые проекты.** Инициировать новые проекты, если есть определенность того, что он будет своевременно закончен. То есть, достаточно финансовых ресурсов для его реализации и он не убыточен. Это требует точного прогнозирования и расчета развития финансового рынка.

**2.Снижать затраты на управление.** Это резерв девелопера. В последние годы в связи с ростом рынка девелопмента резко возросли заработные платы работников таких компаний. Кроме того, отсутствие у большинства из них профессиональных структур управления девелоперскими проектами (офис управления проектами в котором работают сертифицированные/дипломированные специалисты, методология и информационная технология управления проектами) приводило к увеличению управленческих затрат из-за не оптимальности принимаемых решений, неоднократных изменений в проекте и, следовательно, необходимости в переделках и перепроектировании. На рынке труда сегодня есть много специалистов. Поэтому, во-первых, девелоперы могут снижать уровень заработной платы.

А во-вторых, подбирать компетентных менеджеров и специалистов, которые должны внедрять методы профессионального (в настоящем периоде рационального) управления девелоперскими проектами. А ученые в этот период должны разрабатывать механизмы проектного управления, наиболее подходящие для современного периода существования девелопмента в Украине.

**3.Создавать и внедрять системы мобильного планирования.** Как следует из вышеизложенного для эффективного управления девелоперскими проектами в условиях кризиса необходимо, в первую очередь, эффективно планировать все процессы, которые реализуются при создании объектов недвижимости. Из за нехватки финансовых средств девелоперы должны критично подходить к реализации проектов. Это значит, что они



должны планировать только те работы и затраты, которые выгодны в кризисный период. Под выгодой понимается возможность продолжать деятельность на рынке. Поэтому необходимо внедрение методов составления «мобильных планов работ». Которые легко перестраиваются под новые расчеты выгоды от проектов, и новые условия их реализации. А для этого необходимо в первую очередь научиться рассчитывать затраты-выгоды от альтернативных вариантов реализации девелоперских проектов.

Зависимости между стоимостью ресурсов и продуктов девелоперских проектов в условиях кризиса характеризуются тем, что в период кризиса увеличивается стоимость ресурсов (в первую очередь финансовых, ведь в основе финансового кризиса – дефицит свободных средств или нежелание их вкладывания в проекты) и уменьшается стоимость продуктов. После окончания кризиса – увеличивается стоимость продуктов более быстрыми темпами, чем ресурсов. Если в обычных условиях существует дефицит ресурсов и основная задача планирования – это координация использования «недостающих» ресурсов, то в условиях кризиса – избыток ресурсов, на которые нет средств. Поэтому необходимо не сколько оптимизировать распределение ресурсов, сколько выбирать к реализации те работы и задачи, выполнение которых требует минимума средств и дает максимальный эффект. Под эффектом понимается такое выполнение проекта, которое минимально по затратам во время кризиса и заканчивается тогда, когда продукт имеет максимальную цену. По сути речь идет о выборе оптимального графика финансирования проекта.

Для решения этой задачи опишем цену продукта проекта функцией  $D^{\Pi}(t)$ . Цена ресурсов, при этом, выражается функцией  $D^P(t)$ .

Критический путь календарно-сетевых графика реализации девелоперского проекта задает граничный график потребления ресурсов  $V^*(t)$  (при котором проект завершится максимально быстро, за время  $t_k$ ).

Фактический график потребления ресурсов характеризуется

$$\forall t_0 \geq t_k : \int_0^{t_0} V(t) dt \leq \int_0^{t_0} V^*(t) dt . \quad (1)$$

Стоимость ресурсов в течение времени реализации проекта выражается функцией  $V(t) \cdot D^P(t)$ . Тогда при завершении проекта в момент времени  $t_0$  разница между финансовой выгодой и затратами при графике потребления ресурсов  $V_x(t)$  будет равна

$$E_x(t_0) = D^{\Pi}(t_0) - \int_0^{t_0} V_x(t) \cdot D^P(t) \cdot k^{t_0-t} dt \quad (2)$$

где  $k$  – коэффициент к затратам на ресурсы проекта, характеризующей потери связанные с замораживанием оборотных средств в ходе реализации проекта (характеризующий затраты, приведенные к моменту  $t_0$ );

$E_x(t_0)$  – эффективность (финансовый результат) проекта, при получении его продукта в момент  $t_0$  и с графиком потребления ресурсов  $V_x(t)$ .

И задача нахождения оптимальных сроков выполнения работ по проекту представляется целевой функцией

$$\max_{V_x(t)} (E_x(t_0)) = \max_{V_x(t)} \left( D^{\Pi}(t_0) - \int_0^{t_0} V_x(t) \cdot D^P(t) \cdot k^{t_0-t} dt \right), \quad (3)$$

при ограничениях: (1), а также графиками  $D^P(t)$ ,  $D^{\Pi}(t)$ , значением коэффициента  $k$ , а



также допусками и ограничениями, задаваемые процедурами землеотведения, получения разрешения на строительство, проектированием и технологией строительства.

Чаще всего для планирования проектов в практике управления применяют сетевые модели. Классическая сетевая модель изображается в виде ориентированного графу, который не имеет петель и имеет одну вершину начала, и одну окончание. И содержит два типа объектов - работы и отношение следования между работами. Эти модели издавна используются в управление разными проектами - строительство жилья и промышленных объектов, компьютерных технологиях, сельском хозяйстве, и др. Основной метод планирования – метод критического пути. Позволяет определить критические работы (не имеющие резерва), и сосредоточить внимание менеджмента на них.

В период кризиса ожидается, что проект будет выполняться не с оглядкой на критическое (минимальное) время, а с оглядкой на время, обеспечивающее его максимальную выгоду  $t_0 \gg t_k$ . В этом случае критический путь теряет всякий смысл. Все работы имеют резерв. И, следовательно, метод критического пути становится не эффективным.

В условиях внешней неопределенности важности «правильно» планировать не работы, а сроки и затраты на получение продуктов проектов. Важно сформировать структуру продуктов проектов, а потом построить график формирования всех компонентов этой структуры.

Перейдем от общего целевого выражения (3) к целевому выражению, отражающему план работ в проекте.

Каждая работа характеризуется:

$$r_i = \langle a_i, \tau_i, o_i, K_i, V_i(t), t_i^{pn}, t_i^{po}, t_i^{nn}, t_i^{no}, t_i^{fn}, t_i^{fo} \rangle, \quad (4)$$

- где  $r_i$  – работа проекта ( $R = \{r_i\}, i = \overline{1, n}$  – работы проекта);
- $a_i$  – название работы проекта;
- $\tau_i$  – длительность выполнения работы проекта при заданном графике потребления ресурсов;
- $o_i$  – ответственный за выполнение работы проекта;
- $K_i$  – исполнители работы проекта;
- $V_i(t)$  – график потребления ресурсов при выполнении работы проекта;
- $t_i^{pn}$  – раннее начало работы;
- $t_i^{po}$  – раннее окончание работы;
- $t_i^{nn}$  – позднее начало работы;
- $t_i^{no}$  – позднее окончание работы;
- $t_i^{fn}$  – фактическое начало работы;
- $t_i^{fo}$  – фактическое окончание работы.

Зададимся предикатом, отражающим факт выполнения работы в проекте

$$\eta_i(t) = \begin{cases} 1, & \text{если } t_i^{fn} \leq t \leq t_i^{fo} \\ 0, & \text{если } t_i^{fn} > t \vee t > t_i^{fo} \end{cases},$$

- где  $\eta_i(t)$  – предикат, определяющий состояние работы проекта;
- $t_i^{fn}$  – фактическое начало работы;
- $t_i^{fo}$  – фактическое окончание работы.



Тогда целевая позволяет определить такое фактическое время выполнения работ проекта, которое максимизирует его финансовый результат:

$$D^{\Pi}(t_0) - \int_0^{t_0} \sum_{i=1}^n (V_i(t) \cdot \eta_i(t)) \cdot D^P(t) \cdot k^{t_0-t} dt \rightarrow \max, \quad (5)$$

при ограничениях, заданных для выражения (3), а также графиками  $D^P(t)$ ,  $D^{\Pi}(t)$ , значением коэффициента  $k$ , а также допусками и ограничениями, задаваемые процедурами землеотведения, получения разрешения на строительство, проектированием и технологией строительства.

Для достижения цели (5) необходимо найти наилучший путь развития проекта. Для этого необходимо найти такие моменты начала и окончания работ (4), которые обеспечат их наиболее дешевое выполнение (выполнение в момент, когда стоимость ресурсов самая низкая). При этом продукт будет получен тогда, когда его цена будет максимальной. Необходимо так управлять работами, чтобы максимизировать выражение (5). Для этого необходимо реализовать новую структурно-продуктовую технологию планирования работ проектов, в основе которой будет не ориентация на критический путь проекта, а на необходимость получения продукта проекта в заданные (некритические) сроки с поиском наилучшего времени выполнения отдельных работ.

Реализация информационной технологии структурно-продуктового планирования проектов, ориентированная на некритичность сроков его завершения характеризуется:

- возможным одновременным выполнением работ по анализу, подготовке, планированию и управлению несколькими проектами, а также в одном проекте;
- существованием приоритетов в получении компонентов продуктов проектов;
- значительным количеством, сложностью, неполнотой, противоречивостью данных о девелоперских проектах и их продуктах.

Поэтому необходимо создание эффективной системы управления структурно-продуктовой информационной технологией – управления процессом реализации методов и средств обработки информации в разрезе различных проектов и их продуктов. В первую очередь это подразумевает построения рациональной структуры системы информации – структуры позволяющей «настраивать» информационную технологию управления проектами на различные схемы управления, с использованием различных средств и приоритетов.

Информационная модель, имитирующая развитие девелоперских проектов содержит две части: сетевой график, отражающий технологию выполнения работ и процессор, позволяющий моделировать различные варианты создания продуктов проектов.

В общем виде такая модель представима формальной пятеркой:

$$M = \langle \Delta, G, D^{\Pi}(t), D^P(t), V^*(t) \rangle,$$

где  $\Delta$  – процессор, осуществляющий моделирование различных вариантов реализации проекта;  $G$  – сетевой график;  $D^{\Pi}(t)$  – график цены продуктов;  $D^P(t)$  – график цены ресурсов;  $V^*(t)$  – допустимый график потребления ресурсов.

Сетевой график представим объектами двух типов:

$$G = \langle R, Z \rangle,$$

где  $R$  – множество работ (4);  $Z$  – связи между работами проекта.

Процессор используется для определения неизвестных параметров модели  $t_0, V_x(t), \forall r_i \in R: t_i^{fn}, t_i^{fo}$  при остальных известных, максимизирующих целевое выражение (5).

Недостатком этого подхода является то, что в реальных девелоперских проектах огромно количество ситуаций, учитывающих различное время выполнения работ проекта. Поскольку, аналитически невозможно получить значения  $t_0, V_x(t), t_i^{\phi_n}, t_i^{\phi_o}$  получим их исходя из статистической оценки эффективности выполнения работ проекта. Пусть  $\Phi(G_j, t_1, \dots, t_i, \dots, t_n)$  значение целевой функции (5) при заданной топологии сетевой модели  $G_j$ , и фиксированном времени старта работ проекта  $t_1, \dots, t_i, \dots, t_n$ . Тогда задача оптимизации состоит в нахождении таких моментов старта работ  $t_1^*, \dots, t_i^*, \dots, t_n^*$ , для которых

$$\Phi(G_j, t_1^*, \dots, t_i^*, \dots, t_n^*) \geq \Phi(G_j, t_1, \dots, t_i, \dots, t_n) \forall t_1, \dots, t_i, \dots, t_n.$$

Из за невозможности аналитического решения данной задачи, а также перебора всех комбинаций значений аргументов заменим задачу поиска экстремума выражения (5) на задачу поиска рационального решения.

Для этого с помощью метода статистических испытаний Монте-Карло можно найти приближенные значения математического ожидания и дисперсии выигрыша при реализации различных стратегий выбора. Что позволяет использовать для решения этой задачи методы стохастического программирования [7-8].

В общем, накопление статистических данных для фиксированных совокупностей работ не представляет собой большой проблемы. Но общее количество комбинаций работ настолько большое, что получить необходимые устойчивые статистические значения для всех работ невозможно даже с применением самой современной компьютерной техники.

Вся сложность построения правил выбора заключается в значительном объеме переборов различных ситуаций, с различными комбинациями работ, ресурсное обеспечение которых удовлетворяет заданным ограничениям. Что делает практически неосуществимой задачу получения значений  $\Phi(G_j, t_1, \dots, t_i, \dots, t_n)$  для всех возможных значений аргументов.

Поэтому предлагается перейти от поиска оптимального значения  $\Phi(G_j, t_1, \dots, t_i, \dots, t_n)$  к поиску его оценки по статистическим значениям  $\Phi_c(G_j, t_1), \dots, \Phi_c(G_j, t_i), \dots, \Phi_c(G_j, t_n)$ .

Для получения оценки значения  $\Phi(G_j, t_1, \dots, t_i, \dots, t_n)$  необходимо с помощью метода статистических испытаний, получить значение функций  $\Phi_c(G_j, t_1), \dots, \Phi_c(G_j, t_i), \dots, \Phi_c(G_j, t_n)$  для возможного времени начала каждой из работ и по этим значениям оценить  $\Phi(G_j, t_1, \dots, t_i, \dots, t_n)$ .

По сути необходимо:

1. В процессе статистических испытаний получить оценку эффективности выполнения проекта при старте работ в различное время.

2. В результате моделирования вырабатывать совместную оценку эффективности, при старте каждой из работ в «выгодный» момент времени, что позволит определить рациональный путь создания объектов недвижимости.

В общем, накопление статистических данных для фиксированных совокупностей работ не представляет собой большой проблемы. Но общее количество комбинаций работ настолько большое, что получить необходимые устойчивые статистические значения для всех работ невозможно даже с применением самой современной компьютерной техники.

Вся сложность построения правил выбора заключается в значительном объеме переборов различных ситуаций, с различными комбинациями работ, ресурсное обеспечение которых удовлетворяет заданным ограничениям. Решить эти задачи без информационного моделирования развития девелоперских проектов в современных компьютерных средствах невозможно. Таким образом, в основе структурно-продуктового планирования девелоперских проектов будет лежать моделирование (имитация) их развития [9] с



принятием наиболее целесообразного пути выполнения работ и формирования компонентов продуктов проектов в соответствии с целевым выражением (5).

**Выводы.** Предложена новая стратегия планирования девелоперских проектов в условиях неустойчивой экономики. Разработана математическая модель структурно-продуктовой технологии планирования проектов. Формализована целевая функция и ограничения, задающая параметры стратегии планирования проектов в условиях неустойчивой экономики.

**Перспективы дальнейших исследований в данном направлении.** В продолжение исследований автора необходимо создание специализированного процессора структурно-продуктового планирования проектов, который позволит эффективно управлять проектами как в период развития, так и в период рецессии экономики. Именно созданию такого специализированного процессора структурно-продуктового планирования проектов будут посвящены последующие работы автора.

#### *Литература*

1. Клайм Р., Лудин И. Ноев проект: Секреты практического проектного менеджмента. – СПб: Весь, 2002. – 320 с.
2. Монзеес Р., Ребман А., Масенко А.П. Менеджмент проектов в строительстве. - Брауншвайг (ФРГ), TWA, 1994. – 212с.
3. Назаренко А., Колесник Р. Проджект-менеджмент в недвижимости: теорема или аксиома? Commercial Property, №11(15), ноябрь 2004. - С.28-38.
4. Лісицін О.Б. Моделі інноваційного розвитку девелоперських компаній//Тези доповіді на V міжнародній конференції «Управління проектами в розвитку суспільства», Київ, 2008. - С.107-108.
5. Бушуева Н.С. Модели и методы проактивного управления программами организационного развития. – К.: Наук. світ, 2007. - 200 с.
6. Тесля Ю.Н. Оптимизация взаимодействия власти, бизнеса и профессионального менеджмента проектов в условиях Украины// Материалы V международной научно-практической конференции „Управление проектами в развитии общества”, Киев, 2008, с.178-180.
7. Канторович Л.В., Горстко А.Б. Математическое оптимальное программирование в экономике. - М.: Знание, 1988. - 96 с.
8. Схрейвер А. Теория линейного и целочисленного программирования: В 2-х т. Т.1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – 360с.
9. Тесля Ю.Н. Имитационно-информационные модели в задачах управления строительством сложных энергетических объектов//Вісник ЧІТІ, 1999. - №1.- С. 88-93.



УДК 339.03:658.03

Г.В. Лагутін, к.т.н., доцент КНУБА

## ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНА МОДЕЛЬ МОНІТОРИНГУ ДИНАМІКИ ЛІКВІДНОСТІ АКТИВІВ БУДІВЕЛЬНОГО ПРОЕКТУ В ПРОЦЕСІ ПІДГОТОВКИ ТА СПОРУДЖЕННЯ ОБ'ЄКТІВ

**Анотація.** Робота присвячена розробці моделей прийняття рішень з оцінки та вибору альтернатив процесу організації будівництва на новій багатокритеріальній основі, що забезпечує задовільні для організації-інвестора вимоги платоспроможності, ліквідності активів та прибутковості будівельних проектів в процесі їх впровадження.

**Актуальність теми** даного дослідження обумовлена потребою захисту коштів держави, фізичних осіб та організацій-учасників від небажаних наслідків інвестування та несумлінних інвесторів. Це потребує посилення вимог до попереднього економічного обґрунтування будівельних інвестиційних проектів, комплексних інвестиційних програм та відповідного оновлення підходів та моделей економічного оцінювання будівельних інвестиційних проектів та їх відбору до складу програм реального інвестування. Якщо переважна більшість існуючих методик та моделей економічного оцінювання будівельних інвестицій зосереджені на проблемах комерційної привабливості і використовують традиційний набір показників оцінювання, нові мають бути спрямовані на забезпечення належної платоспроможності інвестора, високу ліквідність проектів, прибутковість та соціальну ефективність. Нові підходи та моделі мають забезпечити інвестору проекту достовірну та економічно-обґрунтовану картину відповідності між рухом активів будівельного об'єкту (чи комплексу об'єктів в складі портфеля реальних інвестицій) та станом платоспроможності організації-інвестора, що впроваджує проект (портфель проектів).

**Постановка задачі.** В якості провідних базових критеріїв визначення інвестиційних пріоритетів слід використовувати категорії "ліквідність активів проектів" та "платоспроможність інвестора". Ці критерії слід узгодити з вимогами інвестора щодо прибутковості проектів, обсягів та структури джерел інвестування. Є необхідність в оцінці впливу результатів проектів на якісний приріст обсягів та ресурсовіддачі активів організацій-провідних учасників інвестиційного процесу. Для побудови процесної моделі взаємозв'язку між станом платоспроможності організації-інвестора та зміною активів, джерел проекту в процесі підготовки та будівництва об'єктів, вирішено використати поширені в практиці економіки та управління будівництвом ресурсно-календарні моделі, адаптувавши їх до нової критеріальної бази і наповнивши параметрами нового змісту та призначення, з метою такої адаптації.

**Основний зміст.** Змістовно-концептуальну основу дослідження склала модель „Інжинірингова модель моніторингу платоспроможності організації-інвестора в загальній системі управління будівельним проектом”. Модель включає 6 підсистем (комплексів розрахунково-аналітичних операцій):

- I) Формування глобальної задачі реального інвестування ;
- II) Технологія формування інвестиційної політики організації-інвестора.
- III) Попередня оцінка обсягів та структури реальних інвестицій ;
- IV) Формування портфеля будівельних інвестицій з мінімумом ризику щодо ліквідності активів проектів та платоспроможності організації-інвестора;
- V) Реалізація інвестиційної програми;
- VI) Оцінка стратегічних підсумків підготовки та впровадження інвестиційної програми (будівельного проекту).



Зміст моделі обумовлений її спрямованістю на формування, згідно з обраною інвестором стратегії, портфеля будівельних проектів такого складу і структури, що раціонально узгоджує прибутковість проектів з вимогами ліквідності активів проектів, платоспроможності організації-інвестора та соціальної ефективності від їх реалізації.

Математична формалізація задачі здійснюється наступним чином. В якості критеріїв в моделі запропоновано використати :

1) максимум індексу негайної ліквідності активів проекту  $Z_1$  - визначене на поточний момент часу відношення експертної вартості створеної готової продукції проекту та незавершеного будівництва до обсягу всіх зобов'язань інвестора (співінвесторів) по даному проекту (частки одиниці);

2) максимум абсолютної ліквідності активів організації-провідних учасників проекту  $Z_2$ , визначеної за індексами абсолютної ліквідності організацій-інвесторів, пропорційно часткам їх участі в активах (вартості) проекту на поточний момент (частки одиниці) ;

3) максимум поточної ліквідності активів провідних учасників проекту  $Z_4$ , визначеної за індексами поточної ліквідності активів організацій-інвесторів, пропорційно часткам їх участі в активах (вартості) проекту на поточний момент (частки одиниці) ;

4) максимум чистого оборотного капіталу організацій-інвесторів проекту  $Z_5$ , середньозваженого щодо часток їх участі в активах (вартості) проекту на поточний момент (тис.грн.)

5) мінімум ймовірності банкрутства організацій-співінвесторів  $Z_6$ , що визначається відношенням різниці оборотних активів та короткотермінових пасивів до підсумку балансу по кожній з організацій-співінвесторів, пропорційно до їх внеску у вартість всіх активів проекту (частка одиниць).

б) максимум оборотності активів проекту  $Z_6$ , визначеної по поточним періодам (місяцям, або кварталам) з врахуванням фактору часу через відношення сукупного обсягу від реалізації продукції у вартісному виразі (без ПДВ, акцизних зборів та інших виплат) до вартості всіх вкладених в проект активів (одиниць);

7) максимум соціальної ефективності проекту  $Z_7$ , яка визначена в роботі через відношення суми надходжень до бюджетів різних рівнів у вигляді податку на додану вартість, акцизних зборів, інших відрахувань з обсягу реалізації продукції (послуг, БМР), податку на прибуток, нарахувань на фонд оплати праці, до розрахункової тривалості інвестиційного циклу, (тис.грн./рік) ;

Математична постановка задачі за даною подана системою рівнянь (1) :

$$Z_i = \{Z_i(0)\} + \|a_{ij}\| * f(W_{mh}; \Omega_{mh}; \lambda_m^{oa}; \lambda_m^{na}; M; H; t); i=1:-7;$$

$$Z_i = \{Z_1, Z_2, \dots, Z_7\}; \quad (1),$$

$$Z_i(0) = Z_i \text{ при } t = T_0$$

де  $Z_i$  – вектор значень критеріїв ;

$Z_i(0)$  - вектор початкових умов , що визначають значення критеріальних показників на момент початку інвестиційного процесу  $T_0$

$m$  - індекс проекту в складі портфеля реальних інвестицій;  $h$  - індекс організації-співінвестора;

$W_{mh}$  - передбачений обсяг інвестування  $h$ -ою організацією  $m$ -го будівельного проекту, що пропонується до включення до складу інвестиційної програми;

$\lambda_m^{na}, \lambda_m^{oa}$  – відповідно частки необоротних та оборотних активів в обсязі  $W_m$  інвестування  $m$ -го проекту ;

$t$  - поточна координата часу впровадження портфеля реальних інвестицій;

$M$  - кількість проектів в інвестиційній програмі ;

**N** – кількість організацій-співінвесторів, що беруть участь в інвестиційній програмі.

Розроблена економіко-математична модель управління ліквідністю активів будівельних інвестицій пропонує шукати оптимальну альтернативу інвестиційної програми шляхом оптимізації структури та джерел інвестування по 7 локальним критеріям, через зміну рухомих параметрів  $W_{mh}$  та моментів початку  $t_m^n$  інвестиційного процесу по окремим проектам в межах встановлених обмежень. Обмеження відображають вимоги особи, що приймає рішення (ОПР) щодо обсягу, структури, джерел та інтенсивності інвестицій.

Оптимальний за всіма критеріями варіант інвестиційної програми шукають в межах тих же обмежень шляхом лінійної комбінації локальних рішень (1) з використанням вагових коефіцієнтів ( $\check{U}_i$ ) внесків локальних рішень ( $Z^{loc}_i$ ) в загальне ( $Z^{opt}$ ):

$$Z^{opt} = \sum \check{U}_i * Z^{loc}_i; \quad i = 1:-:7; \quad \check{U}_i = 0:-:1; \quad \sum \check{U}_i = 1 \quad (2).$$

В якості інструменту альтернатив організації будівельних інвестицій, з врахуванням поданої вище математичної формалізації, пропонуються наступні складові моделі - карти реакції платоспроможності інвестора на зміну організаційно-технологічних параметрів будівництва.

За результатами оцінки реакції (чутливості) платоспроможності інвестора щодо можливої динаміки (варіації) найбільш ризикових факторів (проявів) перебігу інвестиційних процесів складаються:

- карти локальних реакцій платоспроможності інвестора (рис.3.) - подається графічно у вигляді однофакторної залежності одного з показників показника від зміни окремого проектного параметру;
- карта сукупної реакції – графо-аналітичне відображення найбільш вразливі для інвестора кон'юнкції (результати сумісних дій) всіх обраних для аналізу чутливості факторів.



Рис. 1. Локальна карта чутливості: зміна індексу поточної ліквідності при відсотковій зміні кошторисної вартості, будівельного проекту.

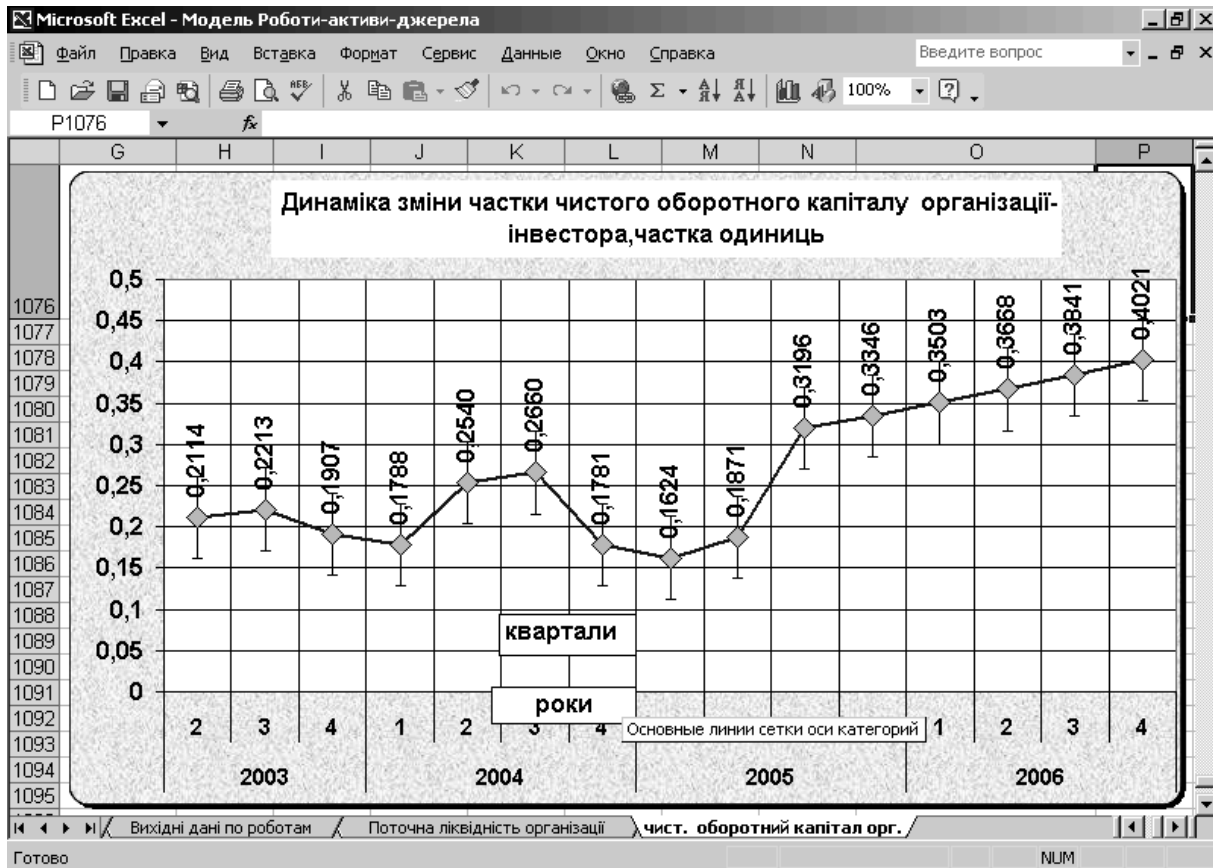


Рис.2. Фрагмент створеного на базі моделі чутливості програмного модуля : підсумкова оцінка динаміки чистого оборотного капіталу організації-інвестора для окремої альтернативи впровадження інвестиційної програми.

Сукупне використання моделей забезпечує належну оцінку руху ресурсів інвестора, їх трансформації з однієї форми в іншу ( з грошової в матеріальну форму, з оборотних у необоротні активи - і навпаки) та, нарешті, спроможність оцінити в межах проекту ліквідність його активів, прибутковість та зміну стану організації-інвестора щодо платоспроможності.

П'ятий науковий результат - прикладний програмний комплекс «Забезпечення ліквідності будівельних інвестицій на багатокритеріальній основі» (фрагмент програмного продукту подано на рис.3).

Підсумком роботи створеного комплексу є надання ОПР інформації про те, який вплив завдасть інвестиційний процес за обраною альтернативою на провідні характеристики його господарювання, насамперед, на платоспроможність та якісну динаміку активів.

### Висновки

1. Задачі узгодження ліквідності незавершеної та готової будівельної продукції зі станом платоспроможності організації-інвестора мають бути провідною складовою при формуванні ОПР раціонального складу інвестиційних програм. На формування такого складу спрямовані підсистеми розробленої моделі „Інжинірингова модель моніторингу платоспроможності організації-інвестора в загальній системі управління будівельним проектом”, які охоплюють весь цикл формування програми будівельних об'єктів - від формування глобальної задачі реального інвестування до оцінки стратегічних підсумків підготовки та впровадження інвестиційної програми.





Рис. 3. Призначення та структура підсистеми формування вихідних даних програмного комплексу.



2. Доцільним шляхом пошуку раціонального варіанту інвестиційної програми є оптимізація структури та джерел інвестування по сімом локальним критеріям, серед яких – негайна ліквідність активів будівельних проектів та поточна ліквідність активів організацій-співінвесторів та показник соціальної ефективності інвестиційної програми. В якості аргументів, що підлягають варіаціям, слід обрати обсяги та терміни початку інвестування по окремим об'єктам в межах встановлених обмежень щодо цих параметрів, які відображають вимоги ОПР стосовно обсягу, структури, джерел та інтенсивності інвестицій.
3. Після визначення складу будівельних об'єктів в портфелі інвестора, слід забезпечити спроможність ОПР відслідковувати взаємозв'язок між станом платоспроможності організації-інвестора та зміною активів, джерел проекту в процесі підготовки та будівництва об'єктів. З цією метою багатокритеріальну основу формування інвестиційних програм пристосовано до конструкції сітьових ресурсно-календарних моделей. Отримана в результаті модель наочно моделює рух ресурсів інвестора, їх перетворення в проміжну та готову продукцію проекту (як по окремим роботам і проектам, так і в цілому по програмі), відображає вплив інвестиційного процесу на рівень платоспроможності та прибутковості організації-інвестора.
4. Завершальним етапом вибору альтернатив управління будівельними проектами є оцінка реакції платоспроможності інвестора як залежної змінної від ризикових проявів інвестиційного процесу. В якості науково-теоретичної основи такого вибору розроблена модель аналізу чутливості платоспроможності інвестора на зміну економічних та організаційних параметрів впровадження будівельних інвестицій.
5. Теоретична цінність запропонованого підходу полягає в розробці нових методичних підходів при вирішенні важливих завдань економіки будівництва по формуванню складу та структури реальних інвестицій, в істотному розширенні меж застосування сітьових моделей „роботи-дуги”. Розроблено надійний методичний інструментарій узгодження ліквідності, прибутковості інвестиційних проектів разом із платоспроможністю, якісним приростом майна та джерел організацій, що їх впроваджують.
6. Практична цінність роботи полягає в можливості вирішення задач оцінки впливу ходу управління інвестиційним процесом, по сукупності будівельних проектів, на стан платоспроможності, прибутковості, інтенсивності використання та фондовіддачі ресурсів організації-інвестора.

#### *Література*

1. Лагутін Г.В. Передумови і методологічні засади започаткування та розвитку освітньо-інжинірингових груп як суб'єктів ринку будівельних інвестицій.// Збірник наукових праць «Шляхи підвищення ефективності будівництва». - Вип.17. - К: КНУБА, 2008. - С.137-149.
2. Лагутін Г.В. Будівельні освітньо-інвестиційні групи як нові суб'єкти на ринку будівельних інвестицій.// Мжвідомч. наук.-технічн. збірник „Прикладна геометрія та інженерна графіка”. - Вип..78, К.: Техніка, 2007, С.306-310.
3. Ушацький С.А., Поколенко В.О., Лагутін Г.В., Тугай О.А., Борисова Н.О., Рубцова О.С. Інноваційні концептуальні та формально-аналітичні інструменти обґрунтування, підготовки та впровадження будівельних інвестиційних проектів./Монографія./Розділи2 та 4.// К.: Вид-во Європейського університету, 2008. - 208 с.
4. Стеценко С.П., Поколенко В.О., Рубцова О.С., Лагутін Г.В. SADТ-методологія як наукова база інновацій в управлінні інвестиційними процесами.// Збірник наукових праць «Шляхи підвищення ефективності будівництва в умовах формування ринкових відносин». Вип.16-К.: КНУБА, 2006. - С.138-145.
5. Анін В.І., Стеценко С.П., Поколенко В.О., Лагутін Г.В., Шпаков А.В. Методика забезпечення платоспроможності інвестора, ліквідності активів проектів та їх соціальної ефективності на багатокритеріальній основі. / // Зб. наукових праць «Комунальне господарство міст». - Вип.78. - Харків, ХНАМГ. - С.70-78.

УДК 339.03: 658.012

О.А.Тугай, к.т.н., доцент КНУБА

## БАГАТОСТАДІЙНА ІНЖИНІРИНГОВА МОДЕЛЬ ОРГАНІЗАЦІЇ ВЗАЄМОДІЇ ПРОВІДНОГО ВИКОНАВЦЯ ІЗ ЗАМОВНИКОМ

**Анотація.** *Подана в роботі модель є відповіддю на потребу принципової зміни ролі генпідрядника - від організацій по виконанню переважного обсягу БМР – до юридичної особи, відповідальної перед інвестором за раціональність управління ресурсами замовника та ритмічність виконання робіт по об'єкту в межах укладеної з замовником угоди. Модель відображає євроінтеграційні прагнення України та трансформаційні процеси в будівельній галузі України..*

Важливим аспектом трансформації ринку будівельних інвестицій та механізмів організації підрядного будівництва є поява на цьому ринку нових суб'єктів – організацій по виконанню специфічних функцій – і оцінювати якість попередньої проектно-діагностики, і якість проектно-документації, і відповідність цих рішень задуму інвестора, і, найголовніше, приймати на себе функції генпідрядника, але в розширеному обсязі - функції з управління ресурсами інвестора в межах проекту та прийняття відповідальності за додержанням при виконанні підготовчих та будівельно-монтажних робіт (БМР) запланованих організаційно-технологічних, вартісних, часових параметрів будівельних проектів та якості виконання БМР.

Таким чином, у зв'язку з появою зазначених нових учасників інвестиційного процесу відчувається потреба створити відповідне обґрунтування діяльності таких організацій. Таке обґрунтування передбачає розробку не лише пропозицій щодо формування структур управління, але й створення комплексу організаційно-технологічних моделей, зміст яких був би підпорядкований змісту нових завдань будівельно-інжинірингових фірм з управління ресурсами інвестора в процесі підготовки та впровадження будівельних проектів.

Вихідною концептуально-теоретичною основою даного дослідження є наукова гіпотеза, викладена у такий спосіб наступним чином:

1. Провідною аналітичною запорукою забезпечення якості організації будівництва у відповідності з прагненнями України до євроінтеграції є запровадження нового методологічного комплексу організаційно-технологічного моделювання будівництва, базою якого має категорія „функціонально-технологічна якість будівництва”. В запровадженій новій категорії якості організації будівництва слід відобразити: якість рішень будівельного проекту (започаткована в задумі замовника та з певною адекватністю відображена проектно-кошторисній документації), раціональність команди управління проектом, що здійснюється провідним виконавцем за згодою із замовником, а також у запровадженій відповідності між такою комплексною „якістю будівельного проекту” та організаційно-технологічними характеристиками будівництва” в підсумковій моделі будівництва. В такий спосіб буде забезпечено інноваційність, системність та цілісність методологічного оновлення процесів організації будівництва.

2. Організаційно-структурною складовою раціоналізації організації будівництва є перегляд існуючих взаємин між генпідрядником (провідним виконавцем) та замовником будівельного проекту. Такий перегляд має бути реалізований через зміну операційної діяльності та структури управління організації-провідного виконавця. Пропоновані моделі організації операційної діяльності мають відобразити тенденції переходу від підрядних до інжинірингових механізмів управління ресурсами замовника в процесі



підготовки та спорудження об'єктів. Такі моделі має охоплювати фази та етапи інвестиційного циклу, якими, за повноваженнями замовника, керує провідний виконавець (будівельно-інжинірингова фірма чи інша організація).

3. У відповідності з вимогами пп. 1 і 2 має бути створено „Систему функціонально-технологічного оновлення організації будівництва” як цілісний методологічний комплекс організації будівництва. Складовими створюваного комплексу мають бути моделі, що поетапно мінімізують ризики замовника та провідного виконавця відображають ризики та небезпеки підготовчої фази будівельного проекту, будівництва та здачі готових об'єктів в експлуатацію. Рациональним є запровадження різного для цих моделей переліку та змісту параметрів. Запроваджувана категорія має бути інтегруючою (сполучною) для всіх інших аналітичних інструментів методу і основою для вибору раціональних альтернатив організації будівництва.

4. Прикладним результатом методу має бути методика, втілена в зручній для цільових користувачів (ОПР в інвестиційному процесі) єдиний методологічний комплекс прикладних програм. Теоретичні моделі та комплекс прикладних програм спрямовані на формування раціонального за ритмічністю виконання БМР, інтенсивністю капіталовкладень, надійності виконавців та постачальників варіант організації будівництва.

З метою раціонального узгодження інтересів замовника (інвестора) та провідного виконавця (будівельно-інжинірингової фірми, дівелопера, іншої спеціалізованої організації з управління будівельним проектом) та забезпечення відповідності параметрів створюваного будівельного проекту вимогам споживачів пропонується інноваційна модель „Організація підготовки будівництва ”Проектую та будую”, що ґрунтується на запровадженні високих стандартів якості ще на етапі інвестиційного задуму, і забезпечується впродовж проектування, підготовки та будівництва. Достовірність інноваційної моделі організації будівництва доведено практикою діяльності будівельно-інжинірингової „Будівництво та екологія”. Зміст моделі подано структурно-логічною схемою у вигляді табл. 1.

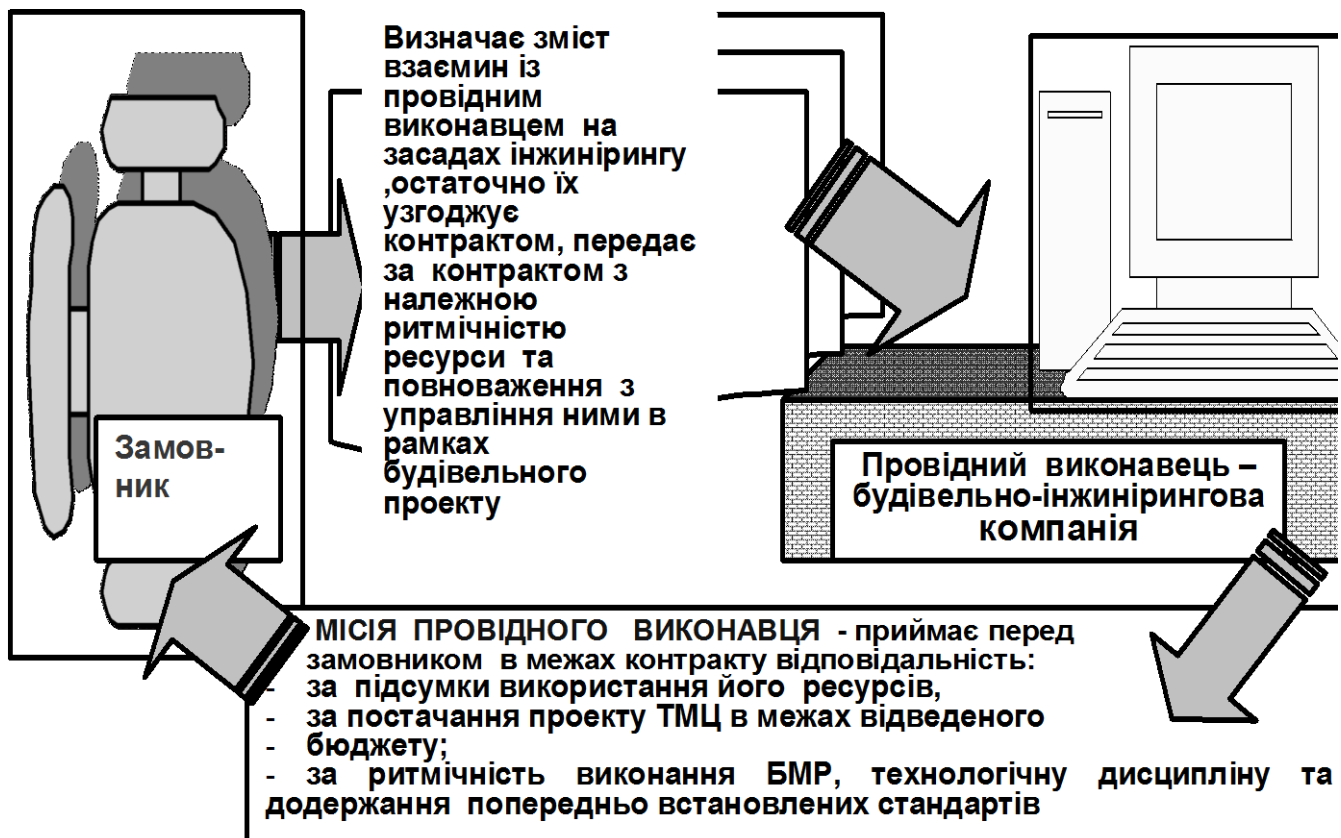


Рис.1. Операційно-технологічна основа взаємин замовника і провідного виконавця.

У відповідності з єровимогами та з метою принципового поліпшення якості управління будівельним виробництвом, пропонується нова модель операційної системи будівельного проекту та виділення в рамках інвестиційного процесу. Модель розподіляє сумісні для інвестора та провідного виконавця фази інвестиційного циклу (передінвестиційну та будівельну) на 9 стадій :

- 1) передконтрактна підготовка ;
- 2) передпроектна підготовка;
- 3) передпроектні дослідження ;
- 4) розробка ПКД на багатоваріантній основі та її узгодження ;
- 5) аналітична підготовка будівництва
- 6) підготовка процесу будівництва ;
- 7) підготовка будівельного майданчика ;
- 8) будівництво;
- 9) підготовка до здачі об'єкту в експлуатацію.

Модель визначає управління будівельним проектом як провідний, окремий виду діяльності. Основним змістом діяльності генерального підрядника (**рис.1**) визначено процес управління ресурсами замовника та координація діяльності всіх виконавців (субпідрядників), постачальників та ін. учасників, а не виконання БМР в обсязі переважної частки кошторисної вартості проекту.

Таблиця 1.

Дев'ятистадійна модель управління будівельно-інжиніринговою фірмою процесами підготовки та організації будівництва.

Стадія 1. Передконтрактна підготовка .	
1.	Одержання від замовника інформації про необхідність виконання робіт.
2.	Присвоєння шифру замовленню.
3.	Підготовка стартового пакету документів.
4.	Розгляд і затвердження керівництвом компанії розпоряджень про призначення спеціалістів.
5.	Перше ознайомлення з проектом (Перший виїзд на об'єкт).
6.	Перший збір вихідних даних.
7.	Розбивка об'єкту на зони та підзони.
8.	Розширення переліку вихідних даних та складання переліку виконуваних робіт, в т.ч. приналежного компанії переліку робіт.
9.	Уточнення вартісних параметрів робіт компанії по стадіям 1-4 .
10	Узгодження з замовником переліку та кошторису обсягів аналітичних, проектних , підготовчих, будівельно-монтажних та спеціальних робіт.
11.	Визначення із попередньо очікуваними (прогнозованими) обсягами та структурою робіт по проекту, адаптація до них комплексу прикладних програм.
12.	Формування сітьової моделі „роботи-вершини” в укрупненому вигляді ( див. розділ 3, § 3.1.)
11.	Формування складових моделі , в т.ч. логістичних карт
12.	Передача замовнику переліку та кошторису виконуваних будівельною компанією послуг та робіт по проекту
13.	Укладання контракту між будівельно-інжиніринговою фірмою та замовником .
Стадія 2. Передпроектна підготовка.	
1.	Контроль одержання авансованих замовником коштів
2.	Друге візуальне обстеження об'єкту. Уточнення об'ємного модуля об'єкту.
3.	Одержання від замовника уточнених відомостей про можливі варіанти планування приміщень, уточнення їх складу та розміщення в будівлі.



4.	Експертна оцінка одержаних від замовника рішень, формування власних варіантів планувальних рішень.
5.	Подальше уточнення складу робіт та очікуваного переліку питань.
6.	Подання доповідної інформації від керівника проектних робіт до керівництва компанії з обґрунтуванням планувальних та ін. функціонально-технічних рішень.
7.	Узгодження з замовником варіантів планувальних та ін. функціонально-технічних рішень.
8.	Передача замовнику інформаційних запитів від координатора проектних робіт.
9.	Уточнення та видача фахівцям Попереднього переліку матеріалів та виконуваних робіт.
10.	Одержання закупівельником обсягів та номенклатури закупівель.
11.	Підготовка програмного комплексу до оцінки виконавців згідно з моделлю (див. розділ 3, §3.2.) та формування їх переліку.
12.	Оцінка переліку виконавців (субпідрядників) та постачальників, наданого інвестором (замовником) та організацій з альтернативного переліку. Оцінка виробничо-технологічної конкурентоспроможності організацій-виконавців, рівня їх наближення до галузевих стандартів та вимог інвестора, рівень їх виконавчої та фінансової дисципліни. Оцінка можливі негативні наслідки впливу на локальні та підсумкові результати будівельного проекту збоку окремих факторів зовнішнього та внутрішнього середовища їх впровадження.
13.	Підготовка завдань виконавцям та передача їх на затвердження керівництву компанії
14.	Роз'яснення та розв'язання питань щодо стадії 2, що лишились нерозв'язаними.
Стадія 3. Передпроектні дослідження.	
1.	Одержання пропозицій від виконавців. оціночна оцінка їх пропозицій.
2.	Співвіднесення їх пропозицій з результатами оцінки конкурентоспроможності та надійності.
3.	Остаточний вибір виконавців.
4.	Розробка варіантів тристоронніх угод між інвестором, провідним виконавцем (будівельно-інжиніринговою фірмою), виконавцями (субпідрядниками та постачальниками).
5.	Узгодження з інвестором змісту угод по п.3.4.
6.	Формування оперативної структури управління проектом в межах існуючої ОСУ в будівельно-інжиніринговій фірмі.
6.	Передача інформаційних запитів фахівцям, що координують діяльність по будівельному проекту в межах будівельно-інжинірингової компанії.
4.	Видача затверджених завдань виконавцям.
5.	Обмін інформацією щодо завдань між виконавцями
6.	Узгодження та вияв невирішених проблем.
7.	Перше узгодження попереднього складу і обсягу ПКД.
8.	Підготовка першого варіанту календарного графіку проектних робіт.
9.	Підготовка першого варіанту календарного графіку будівельних робіт.
10.	Визначення фахівцем з комплектації постачальників матеріалів, виробів, конструкцій, обладнання.



11.	Здача замовнику робіт по стадії 3.
12.	Розрахунок за виконані роботи та послуги у відповідності з контрактом.
13.	Прийняття рішення Замовником про продовження співробітництва з компанією на стадії 4 чи припинення (перехід до інших виконавців проектних робіт та послуг)
14.	Підготовка комерційних пропозицій по 4 стадії.
Стадія 4. Розробка ПКД на багатоваріантній основі та її узгодження.	
1.	Узгодження керівництвом пакету документації по стадіям 4 та 5.
2.	Оцінка інформаційних запитів замовника та будівельно-інжинірингової фірми (БІФ).
3.	Розробка остаточного графіку виконання робіт по стадіям 4,5
4.	Розробка альтернатив ПКД.
5.	Узгодження порядку, критеріїв та процедур оцінки та вибору альтернатив ПКД між Замовником та БІФ.
6.	Сумісна оцінка альтернатив ПКД замовником та БІФ. Прогнозування загроз інвестора з метою їх нейтралізації на подальших стадіях із застосуванням інноваційних організаційно-логістичних моделей проходження наступних стадій проекту до здачі об'єкту в експлуатацію.
7.	Розв'язання невирішених питань по стадії 4.
8.	Підготовка ПКД до затвердження у замовника.
9.	Затвердження ПКД.
10.	Розрахунок за виконані роботи та послуги у відповідності з контрактом.
11.	Прийняття рішення Замовником про продовження співробітництва з компанією на стадії 5 чи припинення (перехід до інших виконавців проектних робіт та послуг). Укладання контракту з Замовником на виконання робіт по стадіям 5-9.
Стадія 5. Аналітична підготовка будівництва.	
1	Перевірка стану програмних модулів моделі „Підготовка без форс-мажору”.
2.	Узгодження з ОПР переліку тих факторів, що визначені найбільш небезпечними для підготовки будівництва і підлягатимуть стохастичній оцінці.
3.	Узгодження з ОПР основних обмежень та вимог, що накладаються на варіативні параметри моделі „Підготовка без форс-мажору”.
4.	Узгодження з ОПР графічної конструкції моделі „Підготовка без форс-мажору”.
5.	Узгодження з ОПР кількісного та персонального складу експертів - учасників формування „Універсальної матриці відхилень”
6	Перевірка стану програмних модулів моделі „Ресурс-будова”.
7.	Узгодження з ОПР переліку тих факторів, що визначені найбільш небезпечними для забезпечення будівництва МТР. Формування переліку факторів оцінки надійності постачальників..
8.	Визначення переліку лінгвістичних описів, за якими оцінюватиметься ризик щодо факторів, визначених пп. 4 та 5.
9.	Разробка процедур відповідності між нечіткими оцінками ризику постачальників та технологічними і вартісними параметрами МТП будови.
10.	Оцінка ОПР або групою експертів надійності та ризиків постачальників за лінгвістичними описами у відповідності з підсумками їх оцінки за показниками групи ряд. 4.
11.	Сформовано склад постачальників. Дані щодо можливих ризиків



	передано для складання раціональної сукупної організаційно-технологічної моделі будівництва.
12.	Підготовка програмного комплексу до вирішення задач протидії небезпекам стадії 6.
13.	Застосування програмного комплексу до потреб раціональної організації будівельного майданчика.
14.	Уточнення із замовником (ОПР) функціональних стандартів якості будівництва” на наступну – стадію 8 - „Будівництво”.
15.	Підготовка програмних модулів до розрахунку „функціонально-технічного стандарту якості” <b>FTS</b> .
16.	Підготовка вихідних даних для розрахунку „функціонально-технічного стандарту якості” по трьом ідентифікаторам: команди, задуму, виконавців.
17.	Оцінювання по виконавців з наданого замовником первинного переліку по факторам в натуральних одиницях. Перехід від натурального до універсального виміру. Суперпозиція оцінок по факторам, одержання групових оцінок у балах.
18.	Оцінка підсумкового значення <b>FTS</b> за первинним переліком виконавців. Передача даних замовнику.
18.	Внесення, за згодою замовника, змін в угоди між повідним виконавцем (будівельно-інжиніринговою фірмою) та виконавцями (субпідрядниками) та постачальниками.
19.	Підготовка програмних модулів до формування локальних моделей „роботи-вершини” з новим переліком параметрів.
20.	Розробка альтернатив графічної сітьової моделі.
21.	Підготовка стандартних параметричних шаблонів до розрахунку локальних елементів графічної сітьової моделі „роботи-вершини”.
22.	Визначення із зв'язками „підпорядкування-транзитивності” локальних елементів.
23.	Зшивка локальних елементів. Формування загальної цілісної матричної моделі всього комплексу „підготовка-будівництво-здача в експлуатацію”.
24.	Розрахунок варіантів цілісної моделі організації будівництва.
25.	Оцінка варіантів організації будівництва за критеріями, перелік та зміст яких узгоджено провідним виконавцем із замовником.
26.	Вибір остаточної альтернатив моделі „підготовки та будівництва”, яка може підлягати корегуванню в реальній ситуації будови.
	Стадія 6. Підготовка процесу будівництва.
1.	Розбивка базисної геодезичної мережі.
2.	Узгодження підключення всіх тимчасових інженерних мереж.
3.	Відправка запитів на будівельну техніку.
4.	Перевірка із замовником обсягів, цін та умов використання будівельної техніки.
5.	Перевірка із замовником обсягів та цін виконання БМР по субпідряду.
6.	Уточнення пропозицій щодо будівельної техніки.
7.	Уточнення пропозицій виконавців.
8.	Укладання контрактів на використання будівельної техніки за змістом, обумовленим по п.3.4.
9.	Укладання контрактів по субпідряду за змістом, обумовленим по п.3.4..
11.	Обладнання складських приміщень.



12	Розробка транспортних схем.
Стадія 7. Підготовка будівельного майданчика.	
1.	Розчистка майданчика від дерев та кущів.
2.	Знесення будівель.
3.	Проведення спеціальних заходів з осушення та зниження рівня ґрунтових вод.
4.	Будівництво постійних та тимчасових проїздів та майданчиків.
5.	Устрій постійних та тимчасових інженерних комунікацій.
6.	Організація загально-майданчикового складського господарства.
7.	Розміщення тимчасових будівель та споруд.
8.	Устрій тимчасової огорожі для пішоходів.
9.	Передача робочої документації на будмайданчик.
10.	Підготовка актів на скриті роботи.
11.	Розрахунок з Замовником за виконані роботи та послуги у відповідності з контрактом.
12.	Розрахунок з субпідрядниками та постачальниками ТМЦ за виконані роботи, послуги, МТП проекту у відповідності з контрактами по субпідряду.
13.	Корекція організаційно-технологічних та вартісних параметрів виконання БМР по стадії 7.
15.	Внесення коректив в локальні організаційно-логістичні моделі виконання окремих робіт та комплексів БМР.
16.	Корекція сукупної ресурсно-календарної моделі будівництва об'єкту.
Стадія 8. Будівництво.	
1.	Закупівля матеріалів.
2.	Контроль закупівлі.
3.	Замовлення довіреностей.
4.	Замовлення автотранспорту.
5.	Складання потижневого плану постачання матеріалів.
6.	Постачання матеріалів на об'єкт та склад.
7.	Оформлення актів на скриті роботи.
8.	Складання завдань робітникам.
9.	Перевірка стандартів якості, забезпечення технологічних вимог та вимог безпеки праці.
10.	Поточний контроль додержання вимог календарного графіку виконання БМР.
11.	Повторне внесення змін та доповнень в угоди з викоанвцями.
12.	Узгодження змін та доповнень із Замовником.
13.	Забезпечення авторського нагляду за виконанням робіт у відповідності з кресленнями. Виконання контрольних обмірів для подання претензій та штрафних санкцій субпідрядникам та постачальникам.
14.	Підготовка та передача документів про санкції щодо невідповідності БМР умовам контракту та кресленням.
15.	Перевірка відповідності додержання робітниками компанії внутрішніх стандартів якості, обсягів та інших проектних параметрів. Впровадження заходів з оперативного подолання недоліків.
16.	Перевірка актів здачі-приймання виконаних робіт субпідрядниками.
17.	Контроль термінів та розрахунків з виконавцями (субпідрядниками).
Стадія 9. Підготовка об'єкту до здачі в експлуатацію.	
1.	Здача об'єкту (готової будівельної продукції) замовнику.



2.	Узгодження із замовником переліку питань, що мають бути вирішені до здачі об'єкту Державній Приймальній комісії.
3.	Уточнення переліку та змісту зауважень Державної Приймальної комісії, термінів їх усунення.
4.	Узгодження із замовником ресурсів та термінів усунення зауважень Державної Приймальної комісії.
5.	Координація дій учасників будівництва по усуненню недоліків.
6.	Участь разом із замовником у здачі об'єкту Державній Приймальній комісії.
7.	Остаточний розрахунок замовника з провідним виконавцем за виконані роботи та послуги.

Запропонована інноваційна організаційно-логістична модель будівництва, впроваджена в поточну діяльність будівельної компанії „Будівництво та екологія” , дозволяє інвесторові подолати переважну частину ризиків при виконанні БМР , знизити трудомісткість виконання аналітичних робіт передінвестиційної фази, забезпечують ОНР наочність у розробці варіантів організації будівництва, достовірність у їхній оцінці та виборі, підвищується рівень адаптації та гнучкості використання ресурсів інвестора будівельних проектів.

#### **Висновки.**

1. Євроінтеграційні прагнення України вимагають посилення вимог до якості продукції підрядного будівництва - виконуваних БМР та готових об'єктів будівництва. Такі прагнення та потреби неможливі без докорінної зміни традиційних механізмів організації будівництва. Відповідне оновлення процесів організації будівництва має відповідати засвідченим європейською практикою тенденціям принципової зміни ролі генпідрядника - від організацій по виконанню переважного обсягу БМР – до юридичної особи, відповідальної перед інвестором за раціональність управління ресурсами замовника та ритмічність виконання робіт по об'єкту в межах укладеної з замовником угоди.

2. Потреба створення цілісного методологічного інструменту, який би визначив на засадах інжинірингу шляхи та механізми оновлення процесів організації будівництва, зміну змісту провідного виконавця та був би реалізований в інноваційних моделях та методиках організаційно-технологічного моделювання, визначає науково-теоретичну та практичну актуальність даної дисертаційної роботи.

3. Для потреби зростання якості виконання БМР та готових будівельних об'єктів з метою додержання їх відповідності вимогам євростандартів слід розробити комплекс організаційно-технологічних моделей нового змісту. Їх зміст слід підпорядкувати окремим стадіям взаємодії провідного виконавця із замовником. „Модель взаємодії провідного виконавця із замовником на засадах інжинірингу” визначено 9 стадій такої взаємодії від перед контрактної підготовки” до „здачі об'єкту в експлуатацію” та визначає провідного виконавця як юридична особа, що приймає перед замовником в межах контракту відповідальність:

- за підсумки використання його ресурсів,
- за постачання проекту ТМЦ в межах відведеного бюджету;
- за ритмічність виконання БМР, технологічну дисципліну та додержання попередньо встановлених стандартів.

4. Для пристосування науково-методичних інструментів організаційно-технологічного моделювання будівництва сучасним вимогам ринку, врахування в них нової ролі будівельно-інжинірингових фірм, своєчасної протидії ризикам при виконанні БМР та внесення необхідних корективи в хід їх виконання запропоновано наступні складові методу – моделі „Підготовка без форс-мажору” та Ресурс-будова”. Найважливішою інновацією є запроваджена нова категорія організаційно-технологічного

моделювання будівництва - поняття „функціонально-технічний стандарт будівництва” та модель його розрахунку. Змістовна інновація тут полягає в тому, що в одному показнику оцінюється три групи факторів - ідентифікаторів надійності, які дозволяють оцінити :

- відповідність проектних рішень задуму та стратегії інвестора, рівень їх достовірності та деталізації ;

- функціонально-технічну, інформаційну та фінансову готовність інвестора та команди проекту до його впровадження;

- порівняльну конкурентоспроможність виконавців будівельного проекту – як основу додержання організаційно-технологічних, вартісних та ін. параметрів проекту в процесі виконання БМР.

5. Процесною основою моделі організація будівництва обрано сітьову модель „роботи-вершини”, її визначальним параметром обрано „функціонально-технічний стандарт будівництва”. Це забезпечує спроможність комплексно забезпечити переваги тієї чи іншої альтернативи організації будівництва якості організації будівництва ще на етапі задуму і завчасно попередити ризики замовника шляхом достовірного організаційно-технологічного моделювання.

### *Література*

1. Ушацький С.А., Тугай О.А., Лагутін Г.В. та ін. Інноваційні концептуальні та формально-аналітичні інструменти обґрунтування, підготовки та впровадження будівельних інвестиційних проектів. /Монографія. Розділи 3,5./ К.: Вид-во Європейського університету, 2008.
2. Тугай О.А. Методологія побудови варіативних моделей процесів організації будівництва за допомогою теорії нечітких мір. // Науково-технічний збірник «Містобудування та територіальне планування». - Вип. 27. - С. 301-305.
3. Тугай О.А. Функціонально-технологічний індикатор проекту та структури будівельно-інжинірингових фірм як комплекс інновацій в організаційно-технологічному моделюванні будівництва. // Міжвідомчий науково-технічний збірник "Прикладна геометрія та інженерна графіка". - Вип. 79. - К.: КНУБА, 2008. - С. 140-150.
4. Тугай О.А. Інноваційні основи розширення метричної конструкції та меж застосування сітьових моделей організації будівництва із нечіткими аргументами. // Фаховий науково-технічний збірник „Будівельне виробництво”. - Спец-випуск. - Матеріали конференції „Шляхи активізації інноваційної діяльності в Україні”. - К, НДІ БВ, 2008.
5. Тугай О.А., Лагутін Г.В. Новітні суб'єкти організації будівельного виробництва: методологія, інформаційно-аналітична база, практика впровадження. Монографія. // К.: Вид-во „Науковий світ”, 2006.
6. Функціонально-технологічний індикатор проекту як комплексне відображення якості організаційно-технологічних рішень. // Збірник наукових праць „Комунальное хозяйство городов”. - Вип. 82. - Харків : НАМГ, 2008.



УДК 691.3.71202

М.Ф. Друкований, д-р. техн. наук, професор  
 О.М. Друкований, інженер  
 Вінницький державний аграрний університет

## ВПЛИВ КАРБОНАТНОЇ ДОБАВКИ НА ФІЗИКО-МІХАНІЧНІ ВЛАСТИВОСТІ БЕТОНУ

### Актуальність

Наука працює над створенням сучасних матеріалів, в яких компоненти при перемішуванні взаємодіють на електронному рівні. За рахунок полярної електростатичної взаємодії підвищується міцність хемосорбційних зв'язків та покращується адгезія готового матеріалу.

### Мета дослідження.

Експериментально підтвердити можливість підвищення міцності бетону, або зменшити витрати цементу в ньому за рахунок введення карбонатної муки тонкого помолу.

Бетонні суміші містять цемент, воду та заповнювач у виді піску та щебеню. Такі склади бетону відповідають ДСТУ Б.В2.7-43-96. Бетонні суміші такого складу характеризуються низькою пластичністю, великою водопотребністю і, як наслідок, недостатньо високою міцністю та морозостійкістю. В даний час в бетонні суміші вводять домішки, що знижують водопотребу, підвищують пластичність та прискорюють тужавіння бетону. Проте такі домішки, або дорого коштують, або в їх якості використовуються відходи виробництва, що не мають сталого хімічного складу та не завжди екологічно чисті. Крім того такі домішки не впливають на радіоактивність і в даний час всі бетони мають високий рівень радіації.

Була зроблена спроба додати в бетон домішки тіосульфату натрію та хлориду амонію, які підвищують рухомість молекул води і потенціальну енергію, створюють умови для кращої дисперчачії частинок цементу, підвищують ступінь використання його в бетоні. [1] Недоліком таких бетонів є негативний вплив хлоридів на сталеву арматуру залізобетонних виробів.

Нами запропоновано вводити в бетонну суміш карбонатну муку мілкового помолу, яка має протилежний потенціал до активної складової бетону – цементу.

Крім того, активізовані частини карбонату калію та магнію, які містяться в карбонатній муці, більш активно вступають в реакцію з трьох кальцієвим алюмінатом портландцементу, створюючи кальцієв гідрокарбонат, який в кілька разів міцніший звичайних продуктів гідратації портландцементного клінкеру. Такий матеріал має відмінну структуру, має менше водопоглинання та має меншу радіоактивність виробів.

Для визначення крупності помолу карбонатної муки була проведена серія лабораторних експериментів. Результати експериментів преведені в таблиці 1. Для помолу карбонату використовувалися лабораторні установки, час помолу змінювався від 10 до 60 хвилин. Крупність помолу вимірювалась по кількості залишків помолу на ситі 0,63.

До помолу карбонатна маса роздрібнювалась та ретельно змішувалась.

Вплив крупності помолу карбонатної муки на міцність бетону.

Таблиця 1

№ складу	№ зразка	Цемент г.	Пісок г.	Щебінь г.	Вода г.	Карбо натна мука г.	Час помолу хв.	R <sub>ст.</sub> кГс/см <sup>2</sup>	R <sub>ст.ср.</sub> кГс/см <sup>2</sup>

1	1	540	1660	2560	280	0	0	161	158
	2	540	1660	2560	280	0	0	155	
2	3	540	1400	2560	280	260	10	160	159
	4	540	1400	2560	280	260	10	158	
3	5	540	1400	2560	280	260	20	180	187
	6	540	1400	2560	280	260	20	194	
4	7	540	1400	2560	280	260	30	248	254
	8	540	1400	2560	280	260	30	260	
5	9	540	1400	2560	280	260	40	269	260
	10	540	1400	2560	280	260	40	250	
6	11	540	1660	2560	280	260	50	270	264
	12	540	1660	2560	280	260	50	259	
7	13	540	1400	2560	280	260	60	257	260
	14	540	1400	2560	280	260	60	263	

З даних таблиці 1 видно, що карбонатна мука впливає на міцність бетону тільки при умові, що помол виконується в нашій лабораторній установці не менше 30 хвилин, а остаток на ситі 0,63 складає не більше 6-7%.

Для визначення кількості введення в бетон карбонатної муки мілкою помола була проведена серія експериментів. Таблиця 2.

Відсоток карбонатної муки брався відносно кількості цементу в складі бетону, на цю кількість в складі бетону зменшувався склад піску. В цій серії експериментальних досліджень в складі бетону відсоток карбонатної муки змінювався від нуля до 75 відсотків.



## Вплив кількості карбонатної муки на міцність бетону.

Таблиця 2

№ складу	№ зразка	Цемент г.	Пісок г.	Щебінь г.	Вода г.	Вага карбо- натної муки г.	Відсоток карбона- тної муки, %	R <sub>ст.</sub> кГс/см <sup>2</sup> )	R <sub>ст.ср.</sub> кГс/см <sup>2</sup> )
1	1	540	1660	2560	280	0	0	161	158
	2	540	1660	2560	280	0	0	155	
2	3	540	1580	2560	280	80	15	167	155
	4	540	1580	2560	280	80	15	143	
3	5	540	1490	2560	280	170	30	239	226
	6	540	1490	2560	280	170	30	213	
4	7	540	1390	2560	280	260	50	248	254
	8	540	1390	2560	280	260	50	260	
5	9	540	1320	2560	280	340	60	209	201
	10	540	1320	2560	280	340	60	194	
6	11	540	1240	2560	280	420	75	179	186
	12	540	1240	2560	280	420	75	193	

З таблиці 2 видно, що оптимальне введення карбонатної муки в бетон складає 50 відсотків від цементу і залежить від якості та крупності піску. Введення карбонатної муки в склад бетонної суміші підвищує міцність бетонів на 50-60 відсотків, а це дає можливість при потрібній марці бетону зменшити витрати цементу.

Для визначення можливості зменшення витрат цементу при використанні карбонатної муки мілкового помолу в бетонній суміші була проведена серія лабораторних експериментів.

При проведенні цієї серії експериментів за базові данні брався звичайний склад бетону з міцністю  $R = 158 \text{ кгс/см}^2$ , потім робився експеримент з оптимальною кількістю карбонатної муки  $R = 254 \text{ кгс/см}^2$ , а потім цемент зменшувався на 10-25 відсотків. В даних таблиці 3 видно, що зменшення цементу на 10-15 відсотків дозволяє отримувати бетон марки  $R = 173-150 \text{ кгс/см}^2$ .

Вплив кількості цементу на міцність бетону при введенні карбонатної муки

Таблиця 3

№ складу	№ зразка	Цемент г.	Пісок г.	Щебінь г.	Вода г.	Вага карбонатної муки г.	Зменшення цементу %.	$R_{ст.}$ $\text{кгс/см}^2$	$R_{ст.ср.}$ $\text{кгс/см}^2$
1	1	540	1660	2560	280	0	0	161	158
	2	540	1660	2560	280	0	0	155	
2	3	540	1400	2560	280	260	0	248	254
	4	540	1400	2560	280	260	0	260	
3	5	480	1460	2560	280	260	10	174	173
	6	480	1460	2560	280	260	10	172	
4	7	460	1480	2560	280	260	15	149	150
	8	460	1480	2560	280	260	15	160	
5	9	430	1500	2560	280	270	20	136	127
	10	430	1500	2560	280	270	20	118	
6	11	380	1550	2560	280	270	25	78	87
	12	380	1550	2560	280	270	25	96	



З таблиці 3 видно, що введення карбонатної муки при однаковій витраті цементу підвищує міцність бетону на 60%, а при заданій марці бетону це дозволяє зменшити витрати цементу на рівні 10-15%.

**Висновки:**

1. Добавка до цементу розмолотої карбонатної муки тонкого помолу, яка має зворотній електронний заряд по відношенню до цементу створює умови для одержання бетону з значно більшою міцністю.
2. Введення в бетон карбонатної муки тонкого помолу в кількості 35-50 відсотків від цементу збільшує міцність бетону самого бетону до 60 відсотків, або це дає можливість зменшення витрат цементу на 10-15 відсотків.
3. Для ефективного використання карбонатної муки вона повинна мати мінімальну вологість на стані перемішування.

*Література*

1. Баженов Ю.М. Технология бетона.-М.:Выш. Шк..1987.-449с.
2. Друкований М.Ф., Денисов А.В., Сердюк В.І., Друкований О.М., Лівінський О.М. Бетонна суміш. –Деклараційний патент на корисну модель №17029. 15.09.06.
3. Друкований М.Ф., Денисов А.В., Сердюк В.І., Друкований О.М., Лівінський О.М. Спосіб приготування цементного розчину. –Деклараційний патент на корисну модель №17027. 15.09.06



УДК 69.059.35

О. М. Лівінський, д-р. техн. наук, професор КНУБА,  
О. В. Стоян, аспірант КНУБА

## САНУЮЧІ ШТУКАТУРКИ В РЕСТАВРАЦІЇ ПАМ'ЯТОК АРХІТЕКТУРИ

*Постановка проблеми.* Збереження пам'яток завжди було питанням складним, тому вирішувати ці питання повинні лише фахівці технологи, що мають відповідну кваліфікацію та досвід, який підтверджений необхідними знаннями. Ці знання повинні стосуватися не тільки дотримання технології використання матеріалів, але й чіткому розумінні проблеми в цілому.

*Актуальність теми.* Одним з пріоритетних напрямків в санації пам'яток є їх захист від дії шкідливих зовнішніх факторів. Захисні матеріали повинні створювати сприятливий мікроклімат для пам'ятки і в той же час бути непомітними, але й довговічними. Особливе місце серед них займають санууючі матеріали і технології.

### 1 Загальні положення

1.1 Одними з головних руйнівних чинників, що діють всередині конструкцій і мурувань, є надлишкова капілярна вода та розчинні хімічно активні солі - хлориди, сульфати та нітрати.

Усі мінеральні будівельні матеріали за своєю фізико-механічною структурою є пористими системами. Рух води по цій пористій системі зумовлений дією так званих капілярних сил. Природа цих сил полягає в кращій (сильнішій) електростатичній та міжмолекулярній взаємодії полярних молекул води з поверхнею капілярів, що утворена полярними молекулами та іонами кристалічної решітки мінералів будматеріалів, ніж між собою. За рахунок цієї взаємодії, переборюючи поверхневий натяг (протягування молекул між собою) та власну вагу вода піднімається по капілярах на висоту, при якій дія всіх цих сил урівноважується. Таким чином, завдяки гідрофільності (здатності притягувати молекули води) капілярів вода може мігрувати по всій капілярній системі мурування. Висота підймання (сила капілярного підсмоктування) залежить від розмірів капілярів та від природи їх матеріалу. Наявність солей в структурі мурування значно впливає на електрофільність капілярів. Сила капілярного підсмоктування досить велика і може піднімати воду по капілярах на кілька метрів від рівня замокання (наприклад, поверхні землі), а часом - і на висоту більше 10 метрів.

1.2 Наявність надлишкової води в муруванні вже сама по собі є негативним явищем, адже це порушує термодинамічну рівновагу в муруванні, сильно зменшує теплоізоляційні властивості, спричиняє вимивання розчинних солей з будівельних матеріалів і призводить до їх міграції на інші ділянки і поверхню мурування зокрема, що в свою чергу, може спричинити деструкцію менш стійких елементів, хімічну корозію, ерозію поверхні тощо. Підвищена вологість поверхні є сприятливим середовищем для біоуражень (розвитку колоній грибів, бактерій, водоростей тощо), що в свою чергу спричиняє біокорозію.

Однак надзвичайно руйнівною надлишкова капілярна вода стає в поєднанні з перепадом температур та засоленістю прилеглої території та самих конструкцій. Так, замерзаючи в капілярах, вода розширюється та спричиняє значний тиск і руйнує капіляри, а, отже, і саму структуру матеріалу. Багаторазовий повтор процесів заморожування-розморожування спричиняє значні руйнування та деструкцію будівельного матеріалу. При високій температурі значно зростає тиск парів, що також мають значну руйнівну силу.

Мігруючи по капілярній системі, вода транспортує з прилеглих ґрунтів разом з собою водорозчинні солі, що спричиняють хімічну корозію матеріалів, кристалізацію солей на поверхні (при випаровуванні води) та всередині капілярів (з насичених розчинів). Ріст кристалів має сильну руйнівну дію, за характером подібну до дії кристалів льоду.



Збільшення засоленості мурувань збільшує гідрофільність капілярів і тим самим ще збільшує замокання конструкцій. Обидва процеси мають прогресуючий характер. Тому нерідко можна спостерігати, як старі будівлі піддаються замоканню, спричиненому капілярним підсмоктуванням, значно сильніше, ніж нові.

1.3 Рухаючись по капілярній системі за всіма напрямками, частина води підходить до поверхні конструкції, звідки вона може випаровуватись, тим самим зменшуючи кількість води в системі мурування. Вода випаровується швидше, ніж піднімається по капілярах, однак випаровування відбувається тільки з поверхні, а підсмоктування відбувається по всьому об'ємі мурування. Таким чином, у системі мурування встановлюється певна термодинамічна рівновага: за рахунок капілярного підсмоктування вода піднімається і заповнює капіляри та порожнини в пористій структурі певного об'єму мурування, але через поверхню цієї частини мурування іде випаровування такої ж кількості води. Таким чином, частина мурування залишається зволоженою, але зростанню її об'ємів заважає випаровування з поверхні. Така рівновага є досить хиткою і вона може рухатись в обидва боки. Поява нових джерел замокання, затоплення частини конструкцій, збільшення гідрофільності капілярів та засоленості мурування збільшують об'єми замокання. Збільшення ж площі та інтенсивності випаровування приводить до зменшення об'єму та рівня замокання (рис.1, 2).

На практиці нерідко можна спостерігати, як закриття пористої системи цоколя будівлі (закриття площі випаровування) паронепроникними фарбами, декоративними мастиками чи плитами приводить до збільшення об'єму та підняття рівня замокання конструкцій стіни (рис.3).

1.4 Для збільшення ефективності випаровування необхідно збільшувати пористість поверхні мурування та кількість пор на одиницю площі, тобто зменшувати діаметр пор. При цьому слід пам'ятати, що відведення пари від поверхні (підвищення температури, циркуляція повітря) збільшує інтенсивність випаровування. В закритих приміщеннях необхідне облаштування вентиляції - природної чи примусової.

Для знесолення пориста накривна система повинна містити значну кількість широких пор, де може накопичуватися сіль, і не завдавати при цьому шкоди фізико-механічній структурі матеріалу.

## *2. Загальна характеристика сануючих штукатурок*

2.1. Одним з широко застосованих методів консервації пам'яток історії, архітектури та містобудування є застосування сануючих штукатурок. За своєю суттю ці штукатурки є системами знесолення мурування, захисту конструкцій будівлі від замокання, спричиненого капілярним підсмоктуванням, конденсацією та гігроскопічною адсорбцією (поглинанням) вологи повітря, а також системами нормалізації вологісного стану мурувань після проведення комплексу робіт з гідроізоляції конструкцій чи інженерного захисту території.

2.2. Сануюча штукатурка – це штукатурка з високою пористістю і паропровідністю при суттєво зменшеній капілярній провідності та одночасній високій солемісткості та солестійкості

2.3. Принцип дії відновлювальних штукатурок. Системи сануючих штукатурок служать для підготовки поверхонь під оздоблення і створення умов для виведення солей із стіни та накопичення їх у сануючому шарі. Вони забезпечують накопичення солей у нижніх шарах системи і тим самим звільняють мурування від надмірної кількості шкідливих солей і не дозволяють їм за рахунок зниженої капілярної провідності води виходити на поверхню, спричиняти корозію та деструкцію будівельних матеріалів. Верхні шари штукатурки забезпечують інтенсивне (значно вище, ніж звичайне) випаровування води, що надходить з глибших шарів, і тим самим забезпечують значне зниження зволоження мурування і не допускають замокання ділянок, що знаходяться над нею. За рахунок своєї зниженої капілярної провідності води (гідрофобності) верхній шар запобігає проникненню

атмосферної вологи ззовні. Таким чином, сануючі штукатурки не є закриваючими системами, вони служать нормалізації (відновленню, “оздоровленню”) стану мурування і за своїми функціональними завданнями є системами консерваційними.

Сануючі штукатурки мають певні властивості, якими вони відрізняються від інших штукатурок і які є обов’язковими для досягнення поставленої мети - утримання сухості конструкцій підвальних приміщень, цоколів тощо та знесолення мурувань. Вони різняться високою пористістю (не менше 40 % об’єму штукатурки (визначеним за ізопропанолом у вакуумі) і паропрпускну здатністю (коефіцієнт опору дифузії парам води - не більше 18, а для відновлювальних шарів – не більше 12).

Твердіння сануючих штукатурок, як правило, відбувається в вологих умовах, а, отже, в’язуча речовина має бути достатньо гідралічною і стійкою до дії солей, як і всі компоненти системи. При цьому вони мають бути ще й морозостійкими та достатньо міцними до дії тиску та динамічних навантажень.

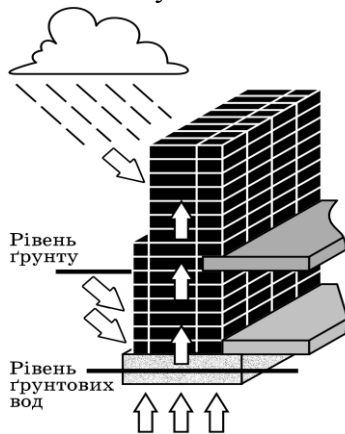


Рис. 1. Основні джерела засолення будівельної конструкції.

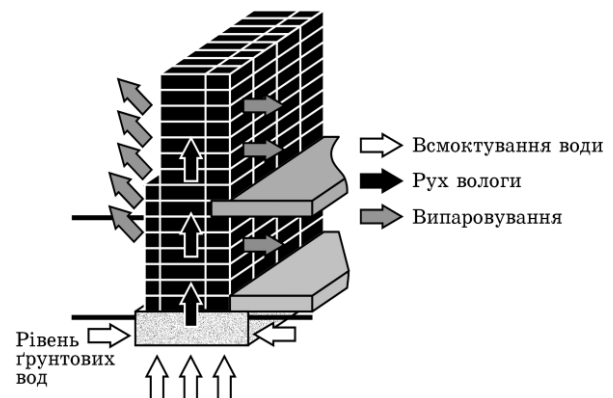


Рис. 2. Рух вологи в стіні.

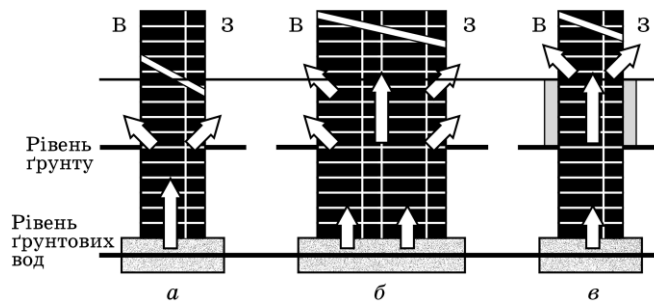


Рис. 3. Залежність капілярного підсмоктування води від поверхні випаровування.

а — тонке мурування; б — товсте мурування (збільшення площі поверхні притоку призводить до збільшення площі поверхні випаровування); в — мурування з опорядженням, що закриває пори (збільшений рівень капілярного підсмоктування води); В, З — відповідно внутрішній і зовнішній бік мурування.

Сануючі системи не можуть протистояти гідростатичному та динамічному тиску води та інтенсивному замоканню і можуть облаштовуватись виключно на відкритих, добре провітрюваних поверхнях (вертикальних, похилих, горизонтальних) над місцями потрапляння вологи - примиканнями землі, карнизами, стрічковими балконами, терасами тощо. Широке застосування сануючі штукатурки мають в поєднанні з системами гідроізоляції – при нормалізації вологісного стану підвалів, гідротехнічних кімнат, цокольних частин будівель тощо.

2.4. Відповідно до діючих норм ДБН В.3.2-1-2004 та WTA 2-2-91 «Системи відновлювальних штукатурок» до системи сануючої штукатурки належить адгезійна штукатурка (контактний шар), основна штукатурка (соленакопичувальна) та відновлювальна штукатурка (випаровуюча).



Як захисне та декоративне покриття може застосовуватись шар опорядження, при цьому всі покриття мають відповідати певним вимогам, що розглядаються далі.

2.5. Адгезійна сануюча штукатурка повинна забезпечувати міцний зв'язок з основною штукатуркою і застосовуватися як солестійка, і наноситися, як правило, у формі сітки.

Шар адгезійної сануючої штукатурки має вкривати не більше 50 % поверхні мурування, його максимальна товщина має становити 5 мм, а глибина проникнення води через 1 годину — більше 5 мм.

Адгезійна штукатурка може збігатися з відновлювальною або пропускатися, якщо це рекомендує виробник.

Основна штукатурка може наноситися в один або кілька шарів і служить для вирівнювання нерівностей (вирівнювальний шар) та адсорбції солей при дуже високій засоленості основи (основний пористий соленакопичувальний шар). Пористий (соленакопичувальний) шар може використовуватись і як вирівнювальний - при нанесенні даної штукатурки в один шар.

Соленакопичувальна штукатурка має бути добре проникною для води (у протилежність відновлювальному шару) і мати високу пористість (вище 45 % від об'єму (за ізопропанолом у вакуумі) (табл. 1).

Відновлювальна штукатурка є завершальним шаром у системі сануючої штукатурки і служить для зниження попадання капілярної вологи (а разом з нею розчинних солей) у верхній шар штукатурки, накопичення залишкової солі та забезпечує добру паропроникність та інтенсивне випаровування, тобто сприяє висиханню мурування.

Відновлювальна штукатурка може наноситися в один або декілька шарів. При цьому загальна товщина штукатурки повинна становити щонайменше 2 см. Товщина відновлювальної штукатурки може бути зменшена до 1,5 см, якщо застосовується основна штукатурка згідно з рекомендаціями і в залежності від ступеня засоленості основи. Окремі шари повинні мати товщину не менше 1 см.

Відновлювальна штукатурка може використовуватися і як основна, коли загальна товщина системи становить не більше 3 см. При цьому в основі не має бути ніяких щілин та грубих нерівностей.

Опорядження наносять на всю поверхню сануючої системи або навіть огорожувальної конструкції. Це може бути традиційний вапняний шар або силікатні фарби; мінеральні декоративні шпаклівки чи малярні покриття - матеріали з високою пористістю (не повинні знижувати пористості накривного шару відновлювальної штукатурки) та гідрофобною здатністю. Необхідно пам'ятати, що зовнішнє покриття сануючої штукатурки буде тільки тоді довговічним, коли її капілярна всмоктувальна здатність істотно не перевищує всмоктувальної здатності усього шару відновлювальної штукатурки. Товщина шару не повинна перевищувати 5 мм.

а). Для забезпечення експлуатаційної довговічності сануючих штукатурних покриттів потрібно суворо дотримуватися технічних умов виконання робіт. Це передбачає дотримання оптимального складу компонентів: форми зерен та ступеня зернистості добавок, а також способу зв'язування, співвідношення суміші, способу і кількості присадок. Усі компоненти системи штукатурок повинні мати високу стійкість проти дії солей. При виборі штукатурних систем та їх застосуванні потрібно також керуватися результатами лабораторних досліджень та рекомендаціями спеціалізованих організацій.

б). При виконанні консерваційних робіт стару штукатурку потрібно видалити смугою, на 80 см більшою від встановленої границі пошкодженої зони. Якщо це технічно виконати на пам'ятці неможливо, то можна нанести сануючу штукатурку з обох сторін стіни на висоту замкання.

Збиті куски штукатурки потрібно того ж дня прибрати, щоб перешкодити поверненню солей у ґрунт і мурування. Рештки розчину, шлам і нашарування на

муруваннях потрібно видалити повністю. Щілини в мурах та шви глибиною до 2см потрібно очистити.

При влаштуванні штукатурного шару товщиною понад 20 мм потрібно до нанесення чергового шару штукатурки робити технологічну перерву з розрахунку одна доба- один міліметр товщини, для досягнення необхідної кількості пор в покритті.

Свіжу відновлювальну штукатурку слід захищати від впливу прямих сонячних променів і сильного вітру, забезпечувати повільне її висихання без утворення тріщин.

в). Перед використанням сануючих штукатурок дуже важливо правильно підготувати основу. Очищена основа має бути міцною, шорсткою і пористою, що забезпечить у подальшому високу адгезію наступних шарів. Міцність нижчого шару системи має бути не нижчою міцності верхнього.

г). Не слід забувати про заходи щодо відведення води з даху та від стін будинку водостічними жолобами і трубами, а також про ефективний захист підвіконь, горизонтальних і похилих площин та інших виступів на фасаді.

Основні вимоги до технічних показників консерваційних матеріалів, рекомендовані інструкцією WTA, наведені в табл. 7.1.

Структури і принцип функціонування сануючих штукатурок WTA наведено на рис. 4.

Як видно з рисунка, процес руйнування сануючих штукатурок, на відміну від звичайних, значно розтягнений у часі: якщо середній термін руйнування звичайної штукатурки при засоленості мурування становить 1-2 роки, то сануюча система витримує, як правило, 7-10 років.

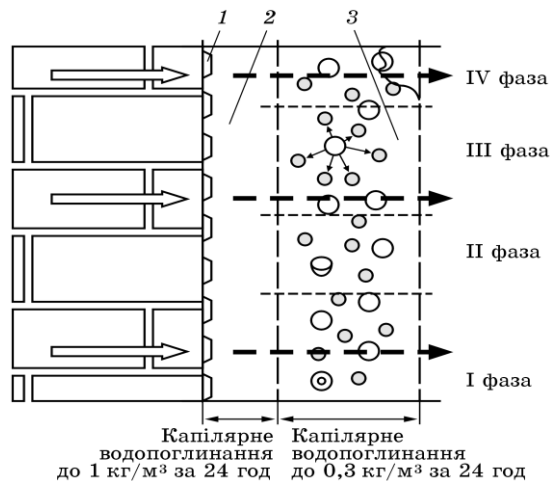


Рис. 4. Структура і принцип функціонування сануючих штукатурок

1 — адгезійний шар; 2 — вирівнювальна штукатурка; 3 — відновлювальна штукатурка;  
 I фаза — утворення центрів кристалізації; II фаза — ріст кристалів, заповнення порожнин;  
 III фаза — напруження сприймають пори та наповнювач; IV фаза — кінець акумулювання, початок руйнування.

Таблиця 1. Вимоги до технічних показників матеріалів, які застосовують при виконанні консерваційних робіт.

Назва шару	Показник	Норма
Адгезійний шар	Твердий розчин глибина проникнення води через 1 год, h1h	< 5 мм



	24 год, h24h	Крізь всю товщину
Вирівнювальна штукатурка	Розчин консистенція вміст повітряних пор по всьому об'єму Твердий розчин коефіцієнт дифузійного опору водяної пари міцність на стиск капілярне водопоглинання W24 глибина проникнення води h пористість	17,0 ± 0,5 см 20 % < 18 Вища ніж для відновлювальної штукатурки > 1,0 кг/м <sup>2</sup> > 5 мм > 45 % (за ізопропанолом у вакуумі )
Відновлювальна штукатурка	Розчин консистенція здатність утримання води Твердий розчин Питома вага (теор. густина) P2 коефіцієнт дифузійного опору водяної пари міцність на стиск відношення міцності на стиск до міцності на відрив капілярне водопоглинання W24 глибина проникнення води h пористість по всьому об'єму опірність впливу солі	17,0 ± 0,5 см > 85 %  < 1,4 кг/дм <sup>3</sup> < 12 1,5 – 5,0 МПа < 3 > 0,3 кг/м <sup>2</sup> < 5 мм > 40 % (за ізопропанолом у вакуумі ) Повна

*Література*

1. Консервація і реставрація архітектурних пам'яток /Ю.М.Стріленко, І.Р.Могитич, С.В. Скляр та ін.// К.- Л. – 1996р. - (586 с.)
2. Карапузов Є.К., Соха В.Г., Матеріали і технології в сучасному будівництві: підручник – К.: Вища освіта, 2006-495с.: іл.
3. Гуцуляк Р.Б., Ю.М.Стріленко. Особливості технології та матеріалів для консервації і реставрації пам'яток. // Будівництво в Україні. 2003, №6

*Використані джерела*

1. Закон України від 8.06.2000 № 1805-III, Про охорону культурної спадщини.
2. Закон України від 1.06.2000 № 1775-III, Про ліцензування певних видів господарської діяльності.
3. ДБН В.3.2-1-2004, Реставраційні, консерваційні та ремонтні роботи на пам'ятниках культурної спадщини

## Моделирование технологических процессов

УДК 621.513

А.В. Прохоров,  
Е.М. Пахнина

Национальный аэрокосмический университет им. Н.Е.Жуковского «ХАИ»

### КОНЦЕПЦИЯ АГЕНТНО-ОРИЕНТИРОВАННОГО ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПРОЦЕССОВ

**Введение.** Современные автоматизированные производственные системы характеризуются: сложной структурой объектов и процессов многоцелевого функционирования; распределенностью в пространстве и времени; многоуровневостью; сложными и разнообразными материальными, финансовыми и информационными потоками; необходимостью принятия решений, связанных с оптимальным распределением имеющихся и, как правило, ограниченных ресурсов. Кроме того, в реальных условиях эксплуатации производственных систем действуют внешние факторы (риски), которые могут изменить ход работы всей системы, поэтому очень важно предусмотреть все эти факторы, с учетом возможной неопределенности, а также соответствующую реакцию системы управления на них. Наиболее эффективно подобный анализ и прогнозирование динамических характеристик производственных систем обеспечивают средства, основанные на методах имитационного моделирования.

Однако рассмотренные особенности приводят к тому, что модель исследуемого объекта или процесса должна иметь возможность динамической перестройки за счет создания/удаления элементов и связей между ними, пополнения или уточнения «на ходу», включения различных сценариев поведения с механизмами адаптации. В традиционном подходе к имитационному моделированию в случае возникновения изменения требуется остановка процесса моделирования, ручное внесение изменений в модель и перезапуск. Автоматизация данных задач может быть реализована с помощью интеллектуальных информационных технологий, реализуемых в виде агентно-ориентированных систем, имеющих возможность реализации динамического поведения, автономности и адаптации отдельных компонентов модели. Таким образом, наиболее актуальным и перспективным направлением исследования в настоящее время является создание интеллектуальных систем имитационного моделирования на основе агентного подхода.

**Анализ последних исследований и публикаций.** Примерами агентно-ориентированных систем моделирования являются Repast, Swarm, NetLogo, MASON, AnyLogic и др. Repast представляет собой визуальную среду для агентного моделирования, которая включает дискретно-событийный планировщик и адаптивные средства поведения, такие как нейронные сети и генетические алгоритмы. Swarm (*Swarm Development Group*, США) представляет собой набор библиотек с открытым кодом, для разработки приложений агентно-ориентированного моделирования систем [2,3]. В отличие от Repast, Swarm-планировщик поддерживает только продвижение времени через фиксированные промежутки. NetLogo (*Center for Connected Learning, Northwestern University*, США) также представляет собой кросс-платформенную среду агентного моделирования, однако в отличие от предыдущих систем, где используется объектно-ориентированный язык программирования Java, NetLogo является продолжением языка Logo. MASON (*George Mason University*, США) – программный продукт, в котором реализованы наиболее известные агентно-ориентированные модели Life, SugarScapе и др. Однако,



направленность, для которой разрабатывались эти системы и созданные в настоящее время библиотеки моделей, охватывают в основном моделирование биологических и социальных процессов. Кроме того, базис средств имитационного моделирования в этих системах представлен только поддержкой дискретно-событийного механизма продвижения времени.

Отдельный интерес представляет разработка российской компании *XJ Technologies* система AnyLogic. AnyLogic объединяет в себе преимущества моделей системной динамики, дискретно-событийного моделирования и мультиагентных технологий [5]. В AnyLogic представление модели является визуальным и иерархическим. Графический язык моделирования (основанный на концепции UML-RT) оперирует понятиями активных объектов и связей между ними – дискретными (отправка сообщений произвольной структуры) и непрерывными (отслеживание показателей). Преимуществами этой инструментальной среды является возможность описания сложных систем с динамической структурой, изменение параметров модели в ходе имитации. Для описания сложного поведения можно использовать графические диаграммы переходов и состояний. Описание поведения объектов производится с помощью фрагментов кода на языке Java. Пользователю необходимо определить существенный код действий в специальных полях свойств элементов объектов, а весь рутинный код генерируется пакетом автоматически. Тем не менее, если модель исследуемой системы содержит значительные фрагменты описаний в виде процедурной логики, то это ведет к написанию значительного объема программного кода. Одной из причин этого и явным недостатком системы на данном этапе развития является отсутствие средств для представления и манипулирования знаниями, которые в мультиагентных системах служат для создания онтологий. Онтология является формальным описанием (концептуализацией) предметной области и правил принятия решений, которое служит для упрощения программирования поведения агентов и используется ими при взаимодействии.

Таким образом, анализ работ, посвященных применению агентного подхода в задачах имитационного моделирования производственных систем, показывает, что основными проблемами в настоящее время являются следующие:

- определение состава и распределение ролей агентов среди основных компонент системы имитационного моделирования;
- формирование распределенной базы знаний агентов и построение общей онтологии, разделяемой всеми агентами;
- создание интеллектуальных агентов с механизмами логического вывода решений;
- организация и планирование действий интеллектуальных агентов;
- разработка механизмов взаимодействия агентов, включая такие как, кооперация, конкуренция, компромисс, конформизм, уклонение от взаимодействия, выработка стратегий агентов при коллективном поведении.

**Цель исследований.** Целью данной работы является разработка знаниеориентированной системы имитационного моделирования производственных процессов, на основе агентного подхода, в составе которой функционируют интеллектуальные агенты, осуществляющие принятие решений и взаимодействие с помощью онтологической базы знаний и механизма логического вывода. Рассматриваются вопросы построения системы с учетом механизмов организации взаимодействия интеллектуальных агентов для моделирования производственных процессов с учетом информационного взаимодействия исполнителей в организационной структуре управления и факторов риска.

**Основные особенности использования агентного подхода в имитационном моделировании производственных систем.** Агентное моделирование предполагает, что модель включает множество взаимодействующих между собой и с внешней средой агентов – информационных (программных) элементов, которые имеют свои цели и задачи, внутреннее состояние и правила поведения [6]. Агент может обладать такими свойствами



как инициативность и реактивность, ориентация в пространстве, способность обучаться, общаться, “интеллект” и т.д. Отличительной особенностью агентных моделей является то, что, они децентрализованы и в них отсутствует централизованное поведение системы в целом [1]. Эти возможности радикально отличают агентные системы от существующих «жестко» организованных моделирующих программных систем, обеспечивая им такое принципиально важное новое свойство, как способность к самоорганизации. При этом отдельные автономные «части» моделирующей программы – агенты – получают возможность самостоятельно принимать решения и договариваться о том, как должна решаться задача, они приобретают собственную активность и могут вступать в различные отношения между собой, инициировать диалог с пользователем в заранее не предписанные моменты времени и т.д. Таким образом, определяется поведение на индивидуальном уровне, а глобальное поведение возникает как результат деятельности многих агентов, каждый из которых следует своим собственным правилам, функционирует в общей среде и взаимодействует со средой и с другими агентами.

Рассматривая основные преимущества агентного подхода при имитационном моделировании [4,5,8] процессов управления производственных систем с учетом рисков, следует отметить следующее:

- принцип автономности различных частей моделирующей программы (агентов), совместно функционирующих в распределенной системе, где одновременно протекает множество взаимосвязанных процессов;
- наличие элементов индивидуального поведения (от простых условий и ограничений, до сложных, которые учитывают цели и стратегии);
- агенты имеют возможность обучаться, адаптироваться и менять свое поведение, иметь динамические связи с другими агентами, которые могут формироваться и исчезать в процессе функционирования и др.

Одной из центральных задач при имитационном моделировании производственных систем является формирование множества альтернативных вариантов реализации проектов, описанных в виде комплекса работ, ограниченных во времени и требующих затрат ограниченных же ресурсов. В этом случае простейшие варианты организации мультиагентного сообщества при решении задач по распределению ресурсов могут быть основаны на взаимодействии агентов-заказов и агентов-ресурсов, выполняющих поиск соответствия на рынке предприятия. Эти агенты, в обобщенном виде представляющие собой некоторые «возможности» и «потребности», ищут себе подходящие пары. При примерном совпадении, например, некоторых свойств или условий, устанавливается мягкая связь, если же наблюдается более точное совпадение всех свойств – устанавливается более жесткая связь (каждому агенту-заказу выделяется часть рабочего времени агента-ресурса). Установление и поддержание связи может требовать некоторых расходов, вследствие чего неустойчивые связи могут с течением времени разрушаться и исчезать. Такой способ позволяет осуществлять планирование в реальном времени, т.е. учитывать внезапные остановки оборудования или возникновение новых ресурсов и заказов простым добавлением, удалением или изменением агентов и их параметров в модели.

При этом агенты могут не только решать различные задачи и для этого обеспечивать свое функционирование, но и заботиться о своем развитии, т.е. изменении представляемых ими сущностей, будь-то люди, оборудование или абстрактные понятия, или установлении новых связей между ними. Конкурируя и кооперируясь между собой при заключении «сделок» для совместного решения возникающих задач (для чего агенты могут использовать развитые экономические механизмы, включая договор на выполнение работ или оказание услуг, доленое участие в прибыли, кредитование, страхование и т.д.), агенты могут обеспечить системе новые возможности в самоорганизации для постоянного приспособления к изменяющейся ситуации.



**Агентная имитационная модель.** Архитектура предлагаемой системы моделирования – основанная на знаниях (имеет базу знаний и принятие решений о действиях агентов осуществляется на основе механизмов логического вывода) и иерархическая, поскольку имеются агенты «метауровня», осуществляющие координацию распределенного решения задач другими агентами.

Агенты системы с учетом их ролей при взаимодействии в процессе моделирования представлены на рис. 1.

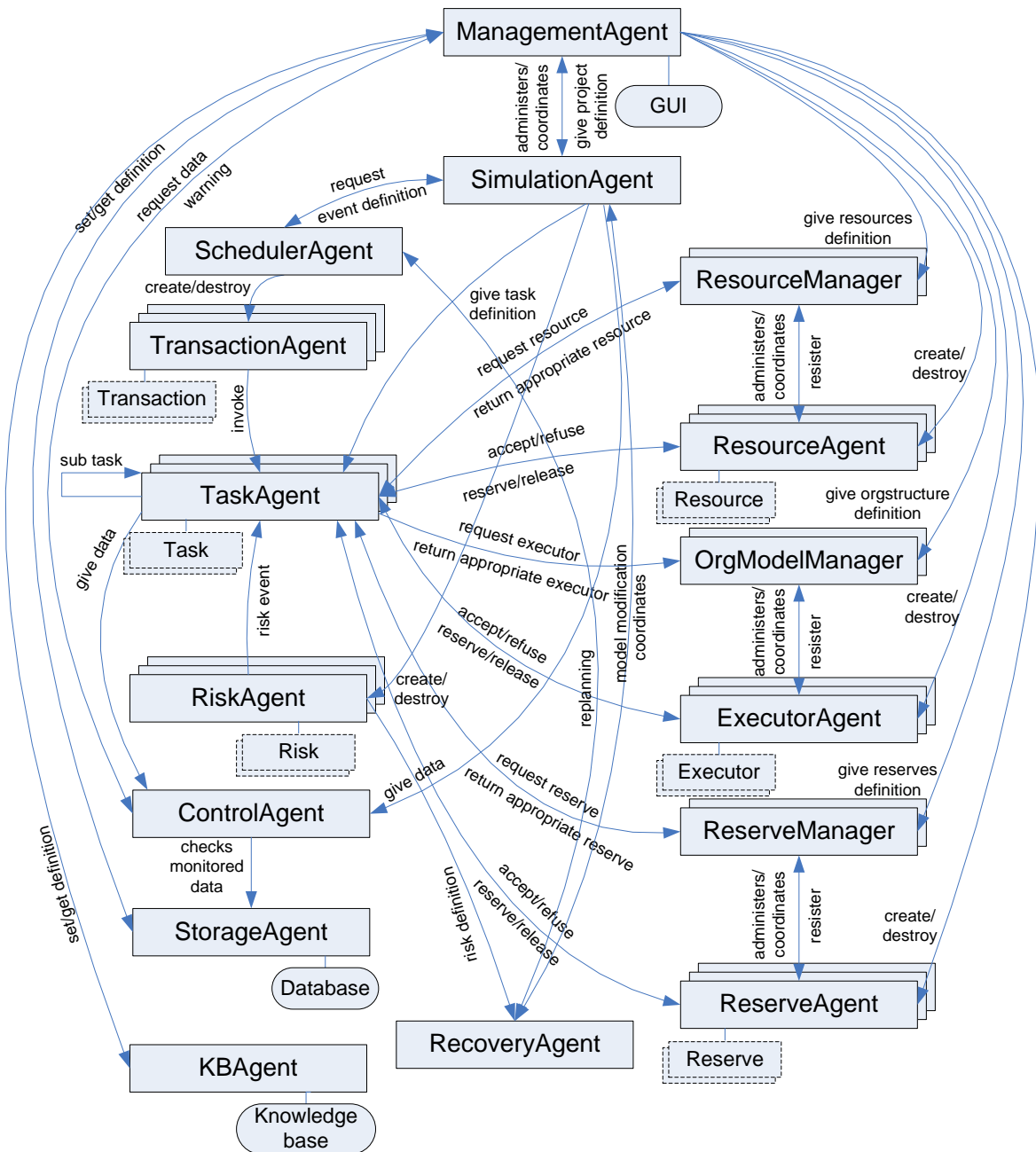


Рис. 1. Агенты системы

Концептуальную основу построения агентной имитационной системы составляет система дискретно-событийного имитационного моделирования [9]. Основным элементом модели в ней, является блок задач или работа, каждому из которых ставится в соответствие свой агент *TaskAgent*, основной целью которого будет успешное завершение задачи (в срок, за выделенные средства, в полном объеме и с требуемым качеством).



Класс *TaskAgent* в онтологической базе знаний имеет следующие атрибуты: тип задачи (с фиксированной длительностью, с фиксированным объемом, растяжимые, контрольные события); длительность исполнения; объем работ на задачу; трудоемкость; прямые затраты на задачу; ограничения на сроки исполнения задачи, признак вложенности, приоритеты, условия синхронизации, ресурсы, директивные сроки и условия выполнения, риски, возможность прерывания и т.д.

Динамические процессы, в дискретно-событийной имитационной модели существуют в виде взаимодействия ряда составляющих [9]. При переходе от дискретно-событийной модели к агентному представлению имитационной модели необходимо исходить из выделения элементов с индивидуальным поведением [1].

При данном подходе все моделируемые динамические «сущности» (изделия, детали, заказы, запросы, требования, документы и т.д.) являются агентами-заявками *TransactionAgent*, а генерация очередной заявки в системе будет соответствовать созданию нового агента.

В дискретно-событийной системе моделирования устройства осуществляют обслуживание заявок и предназначены для ограничения исполняемых работ на основе объема и состава наличного технологического оборудования и различного рода ресурсов.

Под ресурсами понимаются люди, оборудование и материалы, необходимые для выполнения задачи. Ресурсы являются элементом с индивидуальным поведением, поэтому представляются с помощью агентов двух типов агенты-исполнители *ExecutorAgent* (узлы организационной структуры управления) и агенты-ресурсы *ResourceAgent* (все остальные виды ресурсов).

Выделение отдельного класса агента-исполнителя, обусловлено тем, что в данной системе решается задача моделирования информационного взаимодействия узлов организационной структуры (отдельные работники, отделы и другие звенья аппарата управления). Особенности взаимодействия агентов-исполнителей обусловлены в первую очередь тем, что отношения между ними поддерживаются благодаря связям, существующим в организационной структуре, которые принято подразделять на горизонтальные (носят характер согласования) и вертикальные (связи подчинения). Кроме иерархии подчиненности, необходимо также учитывать структуру информационных каналов связи между узлами организационной структуры; характер и динамику информационного обмена между ними в процессе управления на всех уровнях. Кроме того, от роли узла организационной структуры по отношению к задаче (инициатор, лицо, принимающее решение, координатор, руководитель, непосредственный исполнитель, посредник) будут зависеть его сценарии поведения и протоколы взаимодействия с другими агентами.

Для координации доступа к ресурсам необходим какой-то механизм, реализованный либо централизованно (диспетчер), либо децентрализованно через взаимодействие агентов. Агент управления ресурсами *ResourceManager* осуществляет подбор ресурсов для выполнения задач, контроль параметров ресурсов, подсчет затрат за хранение, наблюдая изменяющиеся потребности в ресурсах, может закупать (дозаказывать) пользующиеся спросом материалы и комплектующие или принимать решения по сокращению или увеличению складских помещений, тем самым осуществляя постоянную адаптацию и эволюционное развитие. Каждый агент-ресурс в системе зарегистрирован и приписан к одному из агентов управления ресурсами, общее количество которых может определяться, например, группированием ресурсов по каким-либо признакам.

Для агентов исполнителей ту же роль выполняет агент управления организационной структурой *OrgModelManager*.

Агент резерва *ReserveAgent* создается в целях обеспечения устойчивых к рискам проектов, когда необходимо создавать собственный дополнительный запас страховых ресурсов или резервов, предназначенных для парирования комплекса возможных рисков.



Координацию доступа к резервам осуществляет агент управления резервами *ReserveManager*.

Агент-риска *RiskAgent* предназначен для моделирования наступления рискованных ситуаций. Для каждой задачи на этапе идентификации рисков (указывается возможность присутствия риска для задачи из классификационного перечня) задается вероятность данного риска, опасность данного риска, т.е. насколько существенными окажутся последствия наступления неблагоприятного события, важность риска как произведение вероятности на опасность его наступления. Кроме того для каждого риска могут быть заданы следующие параметры: фаза выполнения задачи, где проявляется риск, тип и размер убытка (например, в виде требуемых дополнительно затрат или ресурсов), признак застрахованности для данного риска (указывается источник (собственный резервный фонд или третье лицо), сумма, порядок выплаты и размер процента (для внешнего страхования)). Создание нового агента-риска в системе будет соответствовать наступлению рискованного события.

Агент моделирования *SimulationAgent* осуществляет общий контроль и управление моделированием комплекса работ, обеспечивает поддержку кооперативного решения возникающих конфликтов, если это находится в его компетенции, помогает агентам в координации действий, распределяет привилегии, предлагает разнообразные возможные общие решения, может переключать переговоры агентов (например, с избежания штрафа за счет выполнения директивных сроков проекта, на резервирование времени по ремонту оборудования собственными силами).

Агент планирования *SchedulerAgent* осуществляет планирование событий в системе, связанных с выполнением задач по проекту, синхронизацию, обеспечивает генерацию заявок.

Агент мониторинга *ControlAgent* осуществляет сбор всех данных и отправку их агенту хранения, выявление неблагоприятных ситуаций, которые определяются для различных аспектов модели проекта: комплекса работ (задачи с малым свободным резервом, продолжительные задачи с большим числом ресурсов, задачи с внешними зависимостями), ресурсов (ресурсы с большим объемом работ, исполнители с уникальными навыками, материалы с единственными поставщиками), финансов, резервов (уровни резервов, скорость потребления) и т.д. Так выявляются события, осуществление которых может помешать завершить проект в срок или создать нехватку ресурсов или финансовых средств в определенный момент его выполнения. Обо всех выявленных нарушениях он сообщает агенту менеджеру.

Агент менеджер *ManagementAgent* обеспечивает функциональные возможности по управлению всем потоком задач по проекту, создание и удаление новых задач в ходе моделирования (перепланирование), создание новых агентов ресурса, определение ролей, инициирует диалог с пользователем, в случае, когда для продолжения моделирования необходимы его решения. Если при получении сообщения от агента мониторинга в случае неблагоприятной ситуации становится ясно, как уменьшить степень риска от ее наступления, то происходит сразу же внесение соответствующих изменений в модель или же происходит инициация диалога с пользователем.

На агента восстановления *RecoveryAgent* возлагаются обязанности, связанные с координацией действий других агентов (в частности, *SimulationAgent*, *SchedulerAgent*) при разрешении (перепланирование работ, восстановление/ремонт ресурсов, использование резервов и др.) возникающих рискованных событий в системе. Кроме того, обращаясь к исторической базе данных, где сохраняется вся информация о ходе моделирования, он может осуществлять возврат к предыдущим шагам моделирования по требованию пользователя.

Агент хранения *StorageAgent* управляет сохранением всей статистики по моделированию в базе данных.

Агент базы знаний *KBAgent* управляет взаимодействием с базой знаний системы, которая содержит онтологию, разделяемую всеми агентами системы и базы правил для принятия решений в ходе моделирования и на этапе интерпретации результатов.

**Архитектура агентной системы имитационного моделирования.** Для построения прототипа системы (рис. 2) была выбрана платформа JADE (*Java Agent Development Framework*), которая упрощает создание мультиагентных систем с помощью реализованных FIPA (*The Foundation for Intelligent, Physical Agents*)-спецификаций, а также поддержки фаз отладки и внедрения.

Каждый запущенный экземпляр JADE runtime-окружения называется контейнером и может содержать нескольких агентов. Набор активных контейнеров называется платформой.

Архитектура платформы JADE включает: AMS (Agent Management System) – служба имен и сервис авторизации, DF (Directory Facilitator) – сервис “желтых страниц”, который позволяет агентам производить поиск других агентов по типу предоставляемого сервиса.

Все агенты системы создаются как классы, расширяющие *jade.core.Agent*. Поведение агентов – классы, унаследованные от *jade.core.behaviors.Behavior*. Поведение агента может быть одноразовым *jade.core.behaviors.OneShotBehavior* (исполняются только один раз), циклическим *jade.core.behaviors.CyclicBehavior* (никогда не заканчиваются), общим (требуют определения *done()* метода самостоятельно).

Преимуществом JADE является то, что планировщик поведений использует кооперативную, а не вытесняющую многопоточность, что дает более высокую производительность и не требует синхронизации потоков.

Агенты в JADE могут взаимодействовать друг с другом, посылая сообщения. Для передачи сообщений используется язык FIPA ACL.

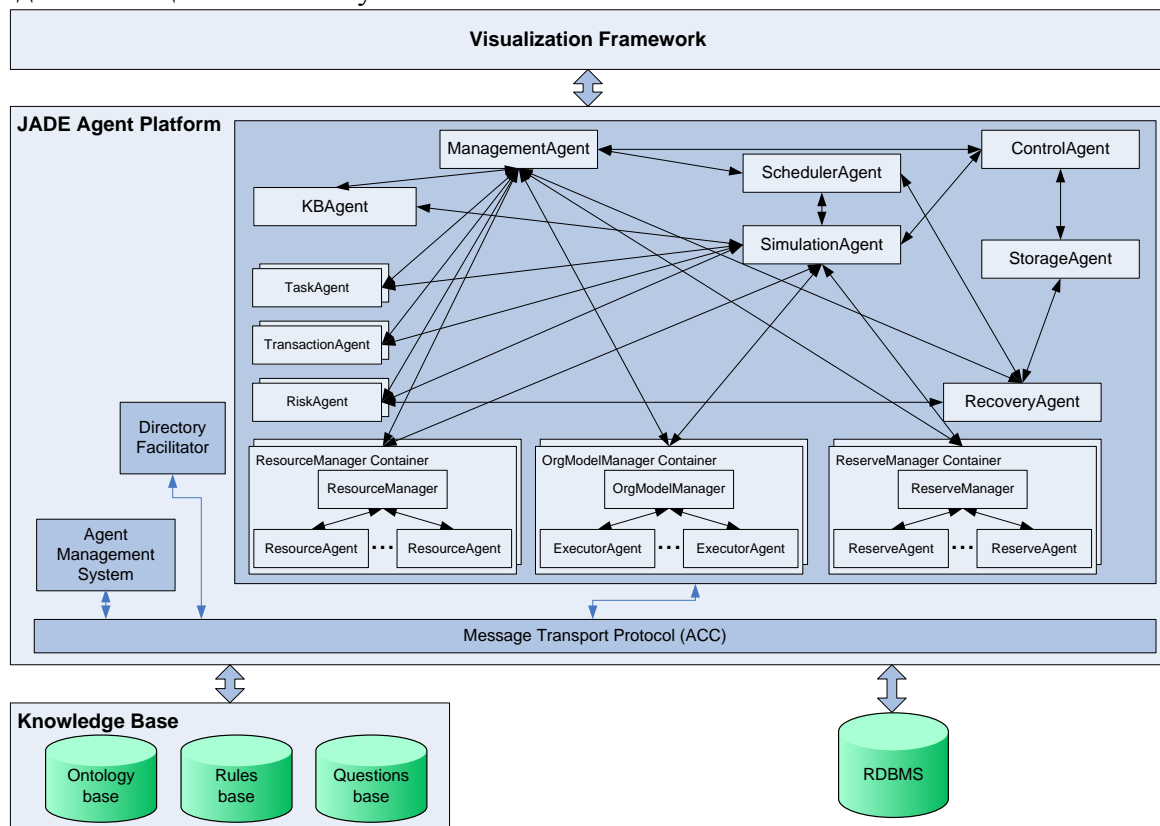


Рис. 2. Архитектура системы моделирования

Для всех агентов реализован язык коммуникаций и транспортный уровень для передачи сообщений. Для агентов менеджеров, координирующих работу других агентов, созданы каталоги агентов DF.

На рис. 3. представлена типова структура інтелектуального агента системи моделювання. База знань агента включає онтологію, базу правил і вопросов для прийняття рішень агентом в ході моделювання. Основним елементом інтелектуального агента, даючим йому можливість приймати рішення, планувати дії, взаємодіяти з іншими агентами, є онтологічна база знань, що містить моделі концептуальних понять, відношень і правил для аналізу і ситуаційної орієнтації. Онтологія служить для спрощення програмування поведінки агентів і використовується ними при взаємодії. Для формального описання онтологій, в роботі використовується мовою RDF/OWL. Онтологія для даної системи розроблялась в системі Protégé.

Парсер онтології виробляє перетворення онтології з формату owl в внутрішній формат бази знань агента на мові висловлювання предикатів. Підсистема прийняття рішень здійснює логічний висновок рішень на основі методу резолюцій для висловлювання предикатів першого порядку.

Управляючий модуль агента виробляє аналіз його поточного стану, здійснює загальний контроль і управління подіями від різних агентів і програмних модулів агента, керує запуском обробника подій, забезпечує виконання основних функцій агента в залежності від поточної ситуації. Планувальник дій агента здійснює диспетчеризацію дій агента направлених на роботу з зовнішнім середовищем і з користувачем. Обробник подій під загальним контролем управляючого модуля здійснює перегляд необроблених записів про сгенеровані події, і виробляє їх обробку. Для реалізації складних моделей поведінки агентів використовуються моделі знань на мові висловлювання предикатів першого порядку, логічний висновок по яким, здійснюється підсистемою прийняття рішень. При виконанні дій агента доступ до локальної бази даних агента здійснюється за допомогою спеціального SQL-модуля.

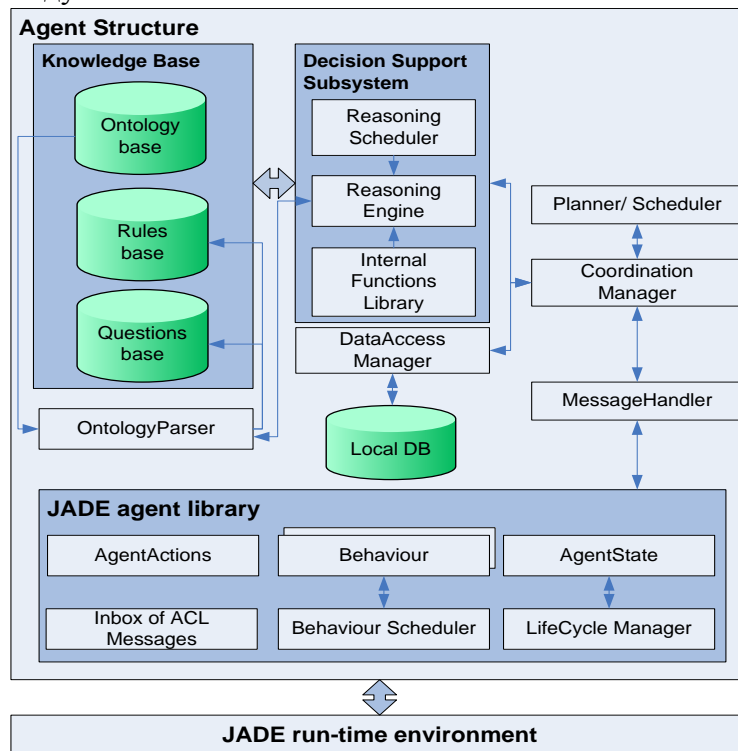


Рис. 3. Типова структура інтелектуального агента

**Заключення.** Таким образом, предлагаемый подход позволяет достичь следующих преимуществ: автономность различных частей моделирующей программы (агентов), совместно функционирующих в распределенной системе, где одновременно протекает множество взаимосвязанных процессов; наличие элементов индивидуального поведения,

заложенных в систему в виде моделей знаний; агенты имеют возможность обучаться, адаптироваться и менять свое поведение, иметь динамические связи с другими агентами, которые могут формироваться и исчезать в процессе моделирования и др.

### *Литература*

1. Borshchev A., Filippov A. . From System Dynamics and Discrete Event to Practical Agent Based Modeling: Reasons, Techniques, Tools. The 22nd International Conference of the System Dynamics Society, 2004, Oxford, England.
2. Macal C.M., North M.J. Tutorial on Agent-based Modeling and Simulation // Proceedings of the 2005 Winter Simulation Conference. WSC'05. 2005.
3. Marietto M., David N., Sichman J.S., Coelho H. Requirements Analysis of Agent-Based Simulation Platforms: State of the Art and New Prospects // Multi-Agent-Based Simulation II, Vol. 2581 of LNAI series, Springer-Verlag. 2002.
4. N. Ruiz, A. Giret and V. Botti An Agent-Supported Simulation Architecture for Manufacturing Systems Agent-Directed Simulation 2007 .Vol. 1 pp. 63-70.
5. Yilmaz, L., T.I. Ören. Discrete-Event Multimodels and their Agent-Supported Activation and Update. Proceedings of the Agent-Directed Simulation Symposium of the Spring Simulation Multiconference (SMC'05), San Diego, pp. 63-72.
6. Инструментальная среда разработки многоагентных приложений MASDK. Основные характеристики среды / В. И. Городецкий, О. В. Карсаев, В. . Конюший, С. П. Ющенко // Телекоммуникации. — 2005. — №7. — С. 2-5.
7. Карпов Ю. Имитационное моделирование систем. Введение в моделирование с AnyLogic 5. — СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — 400 с.
8. Котенко И.В., Уланов А.В. Агентно-ориентированное моделирование поведения сложных систем в среде Интернет // КИИ-2006. X Национальная конференция по искусственному интеллекту с международным участием. Труды конференции. Том 2. М.: Физматлит, 2006. С.660-668.
9. Федорович О.Е., Прохоров А.В., Жигулина Е.М. Имитационная модель анализа процессов управления проектами с учетом рисков // Авиационно-космическая техника и технология: Науч.-техн. журнал. Вып. 1 (37). — Харьков: ХАИ, 2007. — С. 75–84.



УДК 620.179.680

О.В. Горда, асистент КНУБА

## ФІЛЬТРАЦІЯ ЗОБРАЖЕНЬ ДЕФЕКТУ ТИПУ „ТРИЩИНА” В ОПТИЧНОМУ ДІАПАЗОНІ WEB-КАМЕР

Дефекти структури є причиною браку та деградації параметрів і характеристик будівельних машин, обладнання та споруд. Тому однією з найважливіших задач є їх найшвидше та повніше виявлення. Цього можна досягти шляхом застосування різноманітних методів діагностування, підвищенням чутливості, інформативності та підвищенням точності старих, а також розробкою нових методів реєстрації та надійної ідентифікації дефектів із залученням можливостей, які надають сучасні комп'ютерні технології

Актуальність запропонованої задачі визначається тим, що при наявності ефективних математичних фільтрів для розпізнання зображень дефектів структури середовища у якому ці дефекти з'являються, можна проводити їхній моніторинг для широкого класу зображень з врахування особливостей матеріалу самого об'єкта (від скла до бетону будівничих об'єктах до тріщин у металі на робочих конструкціях будівельних машин або обладнанні) та різних середовищах (на будівельних майданчиках чи під водою для відстеження стану опот мостів). За рахунок ефективності фільтрів та певної послідовності їх застосування відпадає необхідність працювати з високоякісними зображеннями і можна обмежитись досить дешевим засобом, як web-камера.

З усієї множини механізмів виникнення дефекту типу „тріщина” у спорудах, та будівельному обладнанні в умовах будівництва та експлуатації виділимо наступні:

- в'язке руйнування;
- стомленість матеріалу;
- виникнення дефекту під впливом оточуючого середовища;
- виникнення тріщин у результаті експлуатації.

В процесі виникнення поверхових тріщин (модель Вуда, модель Неймана, модель Сиджва і т.д.) спочатку на контактній поверхні виникає сітка мікротріщин, які потім зливаються в єдину тріщину, яка виходить на поверхню під певним кутом. У випадках, коли на тріщину діє напруження на розтягування на нескінченність, траєкторія руху тріщини направлена у глиб середовища. У випадку навантаження тріщини вагою на нескінченність, подальший розвиток траєкторії тріщини протікає за геометричною лінією її продовження. При дії на тріщину розклинюючого ефекту траєкторія тріщини додатково локалізується на поверхні, а сама тріщина призводить до додаткового оуйнування поверхневого шару.

Технічні характеристики та експлуатаційні можливості застосування web-камер дозволяють виконувати моніторинг дефекту типу „тріщина” та супутніх йому дефектів, таких як:

- іржа;
- згинання та кручення (як дефект);
- злом: в'язкий, з нахилом;
- тріщина;
- розтріскування;
- усадочні тріщини;
- тріщини закалювання матеріалу;
- усадочна раковина;
- ерозія та крапельна або місцева ерозія;
- корозія під напругою;



- розтріскування від корозії під напругою;
- рівномірна корозія;
- підпльоночна корозія;
- поверхнева корозія.

Дефект типу „тріщина” та перераховані супутні дефекти є найбільш розповсюдженими для класу об’єктів на яких вони розглядаються, а саме для споруд та будівельного обладнання [1, 5]. Оптичний діапазон web-камер не дозволяє організувати моніторинг раннього утворення тріщини до моменту її виходу на поверхню середовища. До таких дефектів відносяться:

- відшарування;
- скриті тріщини;
- розшарування;
- внутрішні тріщини;
- теплові внутрішні тріщини.

В основу класифікації необхідно покласти множину класифікуючих ознак, які є характерними для даного типу дефекту і відрізняють його від інших зображень, наприклад забруднення, фактура матеріалу і таке інше. При визначенні ознаки будемо керуватись тим, що вона повинна бути вагомою для даного типу дефекту, її можна розрізняти на зображенні та виміряти (кількісно оцінити).

Для тріщини характерним є те, що її краї не є гладкими, як , наприклад у лінії проведеної маркером або у водорості, а на краях спостерігається сітка з малих супутніх тріщин. Отже, тріщина як дефект може бути представлена як сукупність безпосередньо самої тріщини та дифузії країв (рис 1.). Наявність дифузії на краях дефекту легко відслідковується на зображенні за діаграмою світимості або колбору і може бути кількісно оцінена, а отже і застосовуватись у якості основного критерію визначення дефекту.



Рис. 1 Представлення тріщини на цегляній поверхні

Наступним класифікуючим критерієм є те, що вздовж середньої лінії тріщини функція розходження її країв, чисельно дорівнює відстані між її краями у природніх координатах відносно пройденого шляху вздовж лінії тріщини і має вигляд зображений на рис. 2.

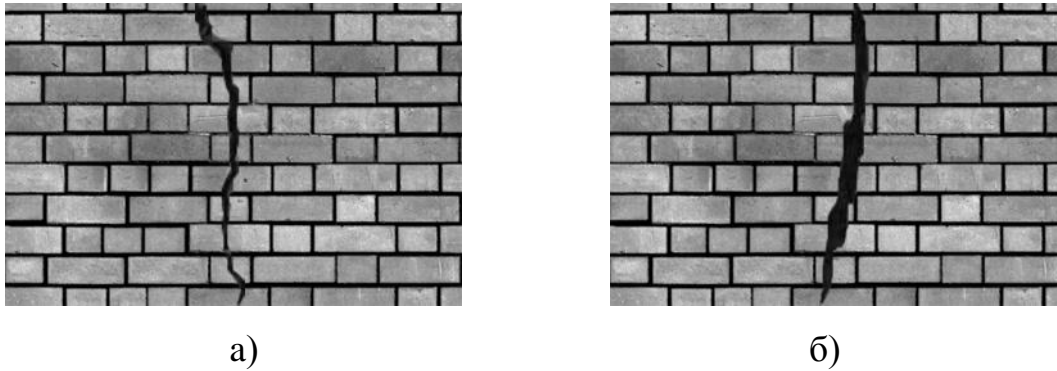


Рис. 2 Представлення розходження країв тріщини

Визначена таким чином функція розходження є неперервною, має один максимум, скінченна на всьому протязі дефекту і на кінцях приймає нульові значення. Під середньою лінією тріщини розуміють лінію, точки якої рівновіддалені від країв.

Виходячи із зазначеного, в якості ефективного класифікуючого критерію дефекту в оптичному діапазоні можна взяти рівність кутів між дотичними до країв на кінцях тріщини (рис. 3).

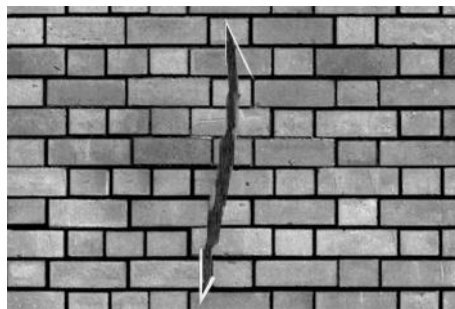


Рис. 3 Представлення кутів розходження на кінцях тріщини

З певною точністю, що визначається дискретністю зображень за допомогою web-камери, можна вважати, що  $\angle\alpha_1 = \angle\alpha_2$ , так як конфігурація тупикової частини тріщини не залежить від навантажень, які діють на об'єкт (гіпотеза автономності кінцевої частини тріщини) і в процесі просування тупикова частина тріщини зберігає свою форму, що відповідає механізму плавного утворення тріщин. Причому,  $\angle\alpha_1$  і  $\angle\alpha_2$  менше прямого кута, що визначається характером сил, які призводять до появи дефекта, а саме – це або сила зжимання або розтягування вздовж поверхні середовища в якому з'являється тріщина, і визначається характеристиками матеріалу та умовами оточуючого.

В основу наступної класифікуючої ознаки можна покласти той факт, що на кінчиках тріщини мають місце фрактальні кластери, наприклад, перколяційні кластери. В процесі розростання тріщини перед її кінчиком завжди виникає пластична зона, яка називається зоною в'язкого руйнування, до виникнення якої призводить процес зародження, злиття та розповсюдження внутрішніх пор матеріалу, в основі якого лежать ячеїсті або зернисті мікроструктури матеріалу. Початкові стадії виникнення такої зони добре піддаються візуальному розпізнанню. Зона в'язкого руйнування на кінці тріщини, що розповсюджується має фрактальну розгалужену структуру типу дерева. Опис об'єктів подібного типу базується на критерії приналежності об'єкта до фракталів, а саме наявності властивості самоподібності.

В основу наступної класифікуючої ознаки можна покласти той факт, що якщо за основу взяти три точки – кінці тріщини та точки максимального розходження і за цими

точками побудувати два кола, то їх взаємне розташування може бути представлене двома способами (рис. 4а, 4б) і можна визначити взаємне розташування центру цих кіл.

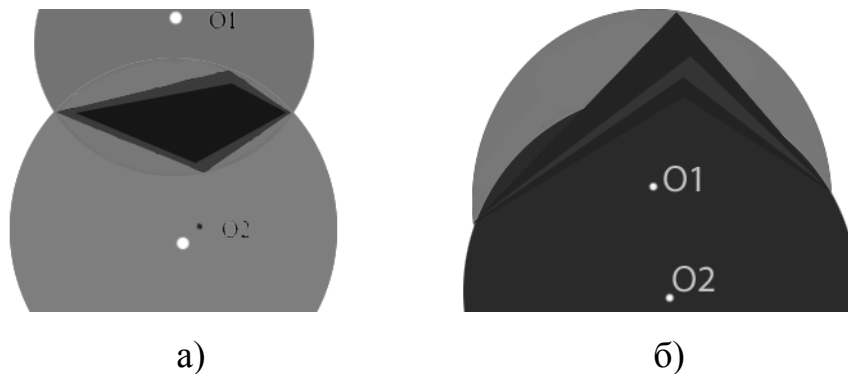


Рис. 4 Локалізація тріщини в області перетину двох кіл

Для тріщини видовженої вздовж прямої лінії центри кіл  $O_1$  і  $O_2$  будуть лежати по різні сторони лінії середини тріщини, тоді як для загнутої тріщини – по одну сторону. Для першого випадку середню лінію можна апроксимувати бісектрисою кутів, утворених дотичними до країв на кінцях дефекта, а для другого випадку – ламаною, утвореною перетином двох бісектрис відповідних кутів.

Отже характерною ознакою дефекта типу „тріщина” в оптичному діапазоні можна вважати її еліптичну локалізацію на знімку, іншими словами, можна побудувати еліпс в середині якого буде локалізований сам дефект, причому відношення площі дефекта до площі елєпса буде мінімально відрізнятись від 1.

Якщо розглядати знімок дефекта типу „тріщина” відносно якісної ознаки світимість, то можна виділити наступну ознаку (рис. 5), яка характеризує структуру поля світимості в околі тріщини: поле світимості в області еліптичної локалізації тріщини можна представити як об'єднання областей, які майже перетинаються, утворених краями тріщини, що продовжені відносно кіл скруглення. Причому світимість попарно в горизонтально- і вертикально віддалених областях буде однаковою.

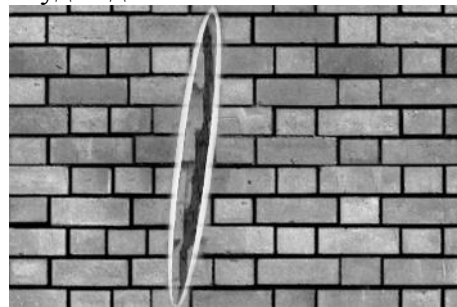


Рис. 5 Еліптична локалізація тріщини

Якщо знімок дефекта розглянути як поле градієнтів, попередньо перетворивши його у знімок „світимість” (координати), то можна виділити наступну ефективну класифікуючу ознаку, а саме: незалежно від вибору точки на знімку поза еліптичною локалізацією тріщини функція розподілу градієнта світимості вздовж прямої, що проходить через вибрану точку і перетинає область локалізації дефекта, буде мати інваріантну форму двоступінчатої кривої (рис. 6).



Рис. 6 Представлення розподілу градієнта вздовж дефекта

Якщо знімок дефекта розглянути як поле градієнтів, попередньо перетворивши його у знімок „світимість” (координати), то можна виділити наступну ефективну класифікуючу ознаку, а саме: незалежно від вибору точки на знімку поза еліптичною локалізацією тріщини функція розподілу градієнта світимості вздовж прямої, що проходить через вибрану точку і перетинає область локалізації дефекта, буде мати інваріантну форму двоступінчатої кривої (рис. 7).

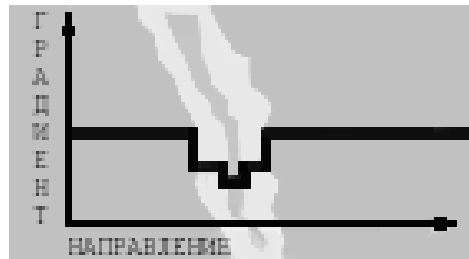


Рис. 7 Представлення функції розподілу градієнта світимості

Симетрія графіка функції розподілу визначається переходами середовище-тріщина-середовище, а двоступінчатість – наявністю структурної корозії країв і безпосередньо тріщини.

Основним положенням наступної класифікуючої ознаки може бути той факт, що зміна розподілу інтенсивності випромінювання, відбитого від поверхні світла фіксованого спектру залежить від форми тріщини (кута розходження країв тріщини та розташування площини симетрії). При зменшенні кута розкриття максимальне значення інтенсивності випромінювання на поверхні зміщується в сторону web-камери. Отже, величина максимуму інтенсивності та його зміщення залежить від кута розходження та глибини тріщини, а також відстані між поверхнею і web-камерою.

У заключенні необхідно відзначити, що виділені класифікуючі ознаки допускають просту реалізуєму алгоритмізацію відносно зображень дефектів в оптичному діапазоні з точністю, яка відповідає web-камерам.

### Література

1. Сопротивление материалов деформированию и разрушению. Справочное пособие. Ч. 1,2. - К.: Наук. думка, 1994.
2. Панасюк В.В., Саврук М.П., Дацишин А.П. Распределение напряжений около трещин в пластинах и оболочках. - К.: Наук. думка, 1976.
3. Финкель В.М. Портрет трещины. М Металлургия 1988г. 191с
4. Работнов Ю.Н. Введение в механику разрушения. М., Наука, 1987
5. Партон В.З. Механика разрушения: от теории к практике. М., Наука, 1990
6. Морозов Н. Ф. Математические вопросы теории трещин.— М : Наука. Главная редакция физико-математической литературы, 1984.- 256 с.
7. Карпенко Н. И. Теория деформирования железобетона с трещинами. М., Стройиздат, 1976 г. 205 стр. Табл. 2, ил. 67.

УДК 681.513:62-50

М.В. Тацілін, (Україна, м. Луганськ).

### ПРИЙНЯТТЯ РІШЕНЬ ПРИ ОПЕРАТИВНОМУ УПРАВЛІННІ ЗРОШЕННЯМ НА ОСНОВІ НЕЧІТКОЇ МОДЕЛІ

Проведення зрошення в сучасних умовах здійснюється у багатьох випадках на фоні недотримання необхідного комплексу агротехнологій вирощування сільськогосподарських культур і, насамперед, залежить від реальних можливостей господарств. Багато сільськогосподарських підприємств використовують зрошувальну воду лиш у критичні періоди розвитку сільськогосподарських культур, необґрунтовано зменшують кількість поливів і поливну норму. В такій ситуації землекористування фактичні параметри режимів зрошення значно відрізняються від науково - обґрунтованих.

Існуючі методи оперативного планування зрошення були розроблені на основі емпіричних моделей, які не можуть повністю врахувати всі фактори, що впливають на вибір правильного рішення щодо вибору поливального режиму. Задача діагностики поливів є достатньо складною: її правильне вирішення можливо тільки при урахуванні великої кількості різноманітних факторів, таких як: прогноз осадків, температура та вологість повітря, рівень ґрунтових вод, тургоресцентність, вологість ґрунту, тощо. Аналітичних залежностей та формальних методик, які дозволяли б повністю враховувати означені фактори при діагностуванні поливів на сьогодні не існує.

Але, використовуючи досвід експертів на основі висловлювань «ЯКЩО-ТО», можна за допомогою нечіткої логіки досить точно описати багатофакторну залежність між величинами, що впливають на діагностику поливу.

Сформулюємо наступні типи діагностичних рішень:

$d_1$  - не має потреби в поливі,

$d_2$  - можливий полив малими поливними нормами,

$d_3$  - потрібен негайний полив,

$d_4$  - потрібен негайний полив підвищеною нормою.

Використовуючи принцип ієрархічності діагностичних знань, проведемо класифікацію й побудуємо дерево висновку, що визначає систему вкладених друг у друга висловлень знань меншої розмірності (рис 1).

Вершини дерева інтерпретуються в такий спосіб: корінь дерева - показник, що діагностуються; термінальні вершини - часткові параметри стану; нетермінальні вершини - згортка часткових параметрів стану в укрупнені.

На дереві висновку (рис. 1) зображені залежності виду

$$D = f_D(x_1, x_2, y_1, y_2); \quad (1)$$

$$y_1 = f_1(x_3, x_4, x_5, x_6, x_7, x_8, y_3); \quad (2)$$

$$y_2 = f_2(x_9, x_{10}, x_{11}, x_{12}); \quad (3)$$

де  $D$  - вихідна змінна (інтегральний показник) - діагноз поливів;

$y_1, y_2$  - укрупнені параметри стану.

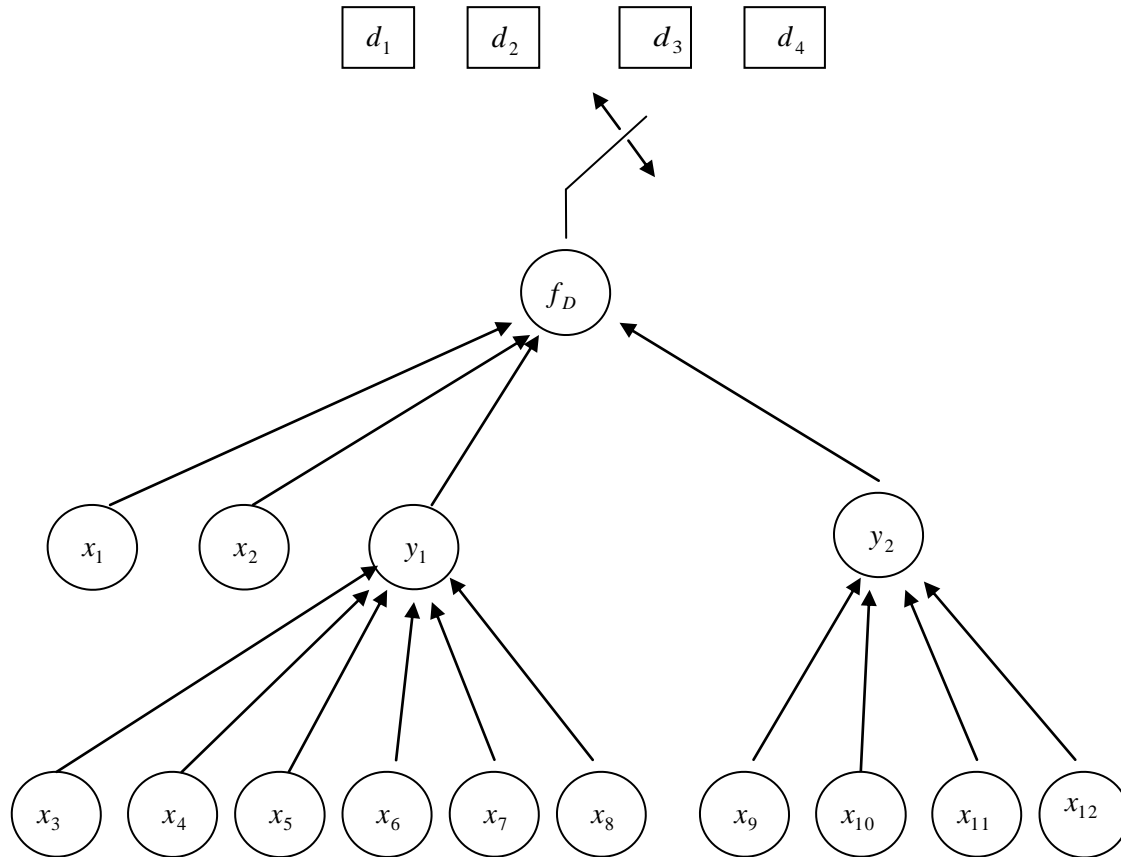


Рис.1 Дерево логічного висновку прийняття рішень стосовно поливу

Формалізація частинних та укрупнених параметрів стану зрошуваного поля у вигляді лінгвістичних змінних наведена нижче.

Формалізація укрупнених параметрів стану лінгвістичними змінним

$y_1$  - вологозабезпеченість рослини,  $[0, 1]$  у. е.; терми: низька (н), критична (кр), вище критичної (вкр), висока (в).

$y_2$  - кліматичний фактор,  $[0, 1]$  у. о.; терми: сприятливий (сп), помірний (пм), несприятливий (нс).

Формалізація частинних параметрів стану лінгвістичними змінними

$x_1$  - критична фаза,  $[0, 1]$  у. о.; терми: ні (н), так (т).

$x_2$  - режим зрошення,  $[0, 1]$  у. о.; терми: біологічно-оптимальний (бо), оптимально екологічно безпечний (оeb), водозберігаючий (вз), ґрунтозахисний (гз).

$x_3$  - рівень ґрунтових вод,  $[0, 30]$ , м; терми: глибоко (г), середньо (с), близько (б).

$x_4$  - опади за поточний період,  $[0, 100]$ , мм; терми: немає (н), не значні (нз), достатні (д), рясні (р).

$x_5$  - плач,  $[0, 1]$  у. о.; терми: позитивний (п), немає (н), негативний (нг).

$x_6$  - тургор листів,  $[0, 1]$  у. о.; терми: нормальний (н), середній (с), ослаблений (ос).

$x_7$  - концентрація клітинного соку (ККС),  $[0, 20]$ , %; терми: нижче критичного (нкp), критична (кр), вище критичного (вкр), висока (в).

$x_8$  - вологість ґрунту від ППВ,  $[0, 100]$ ,  $\%$ ; терми: нижче критичного (нкp), критична (кp), вище критичного (вкp), висока (в).

$x_9$  - прогноз опадів,  $[0, 100]$ , мм; терми: немає (н), не значні (нз), достатні (д), рясні (р).

$x_{10}$  - температура повітря,  $[0, 50]$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ; терми: низька (н), нижче середнього (нс), середня (с), вище за середнє (вс), висока (в).

$x_{11}$  - вологість повітря,  $[0, 100]$ ,  $\%$ ; терми: низька (н), нижче середнього (нс), середня (с), вище за середнє (вс), висока (в).

$x_{12}$  - швидкість вітру,  $[0, 15]$ , м/с; терми: низька (н), нижче середнього (нс), середня (с), вище за середнє (вс), висока (в).

Математичною моделлю діагностування є система нечітких логічних рівнянь. На основі побудованих баз знань запишемо нечіткі логічні рівняння для визначення діагнозів поливу, що відповідають співвідношенню (1).

$$\begin{aligned}
 \mu^{d_1}(D) = & \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{6}o}(x_2) \wedge \mu^B(y_1) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{6}o}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{6}}(x_2) \wedge \mu^B(y_1) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{6}}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \right] \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{23}(x_2) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \right] \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \wedge \mu^6(y_1) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{23}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \right] \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{23}(x_2) \wedge \mu^6(y_1) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{\bar{6}o}(x_2) \wedge \mu^6(y_1) \right] \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{6}}(x_2) \wedge \mu^6(y_1) \right] \vee \\
 & \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{23}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \right] \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{6}}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right]
 \end{aligned} \tag{4}$$



$$\begin{aligned}
\mu^{d_2}(D) = & \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{23}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{23}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right];
\end{aligned} \tag{5}$$

$$\begin{aligned}
\mu^{d_3}(D) = & \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^{6kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{nm}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^{kp}(y_1) \wedge \mu^{cn}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{23}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right];
\end{aligned} \tag{6}$$



$$\begin{aligned}
\mu^{d_4}(D) = & \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_1) \wedge \mu^{63}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{\bar{b}o}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^m(x_1) \wedge \mu^{oe\bar{b}}(x_2) \wedge \mu^h(y_1) \wedge \mu^{hc}(y_2) \right]
\end{aligned} \tag{7}$$

По базі знань для визначення вологозабезпеченості рослин запишемо нечіткі логічні рівняння, що відповідають співвідношенню (2)

$$\begin{aligned}
\mu^h(y_1) = & \mu^{hkp}(x_8) \vee \mu^6(x_7) \vee \mu^{h2}(x_5) \vee \left[ \mu^{oc}(x_6) \wedge \mu^{6kp}(x_2) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^h(x_5) \wedge \mu^c(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_7) \right] \vee \left[ \mu^h(x_5) \wedge \mu^{oc}(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_7) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^e(x_3) \wedge \mu^h(x_4) \wedge \mu^h(x_5) \wedge \mu^{oc}(x_6) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^e(x_3) \wedge \mu^{h3}(x_4) \wedge \mu^{oc}(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right];
\end{aligned} \tag{8}$$

$$\begin{aligned}
\mu^{kp}(y_1) = & \left[ \mu^h(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right] \vee \left[ \mu^h(x_6) \wedge \mu^{hkp}(x_7) \wedge \mu^{hkp}(x_8) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^e(x_3) \wedge \mu^{h3}(x_4) \wedge \mu^h(x_5) \wedge \mu^{oc}(x_6) \wedge \mu^{6kp}(x_8) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^c(x_3) \wedge \mu^{h3}(x_4) \wedge \mu^n(x_5) \wedge \mu^h(x_6) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^c(x_3) \wedge \mu^\delta(x_4) \wedge \mu^{cp}(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^e(x_3) \wedge \mu^\delta(x_4) \wedge \mu^h(x_5) \wedge \mu^{oc}(x_6) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^c(x_3) \wedge \mu^{h3}(x_4) \wedge \mu^h(x_6) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^c(x_3) \wedge \mu^{h3}(x_4) \wedge \mu^h(x_5) \wedge \mu^{oc}(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^e(x_3) \wedge \mu^h(x_4) \wedge \mu^{oc}(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_7) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right];
\end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
\mu^{6kp}(y_1) = & \left[ \mu^h(x_6) \wedge \mu^{6kp}(x_8) \right] \vee \left[ \mu^c(x_6) \wedge \mu^{hkp}(x_7) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^{cp}(x_6) \wedge \mu^{6kp}(x_8) \right] \vee \left[ \mu^c(x_3) \wedge \mu^\delta(x_4) \wedge \mu^n(x_5) \wedge \mu^h(x_6) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^e(x_3) \wedge \mu^\delta(x_4) \wedge \mu^n(x_5) \wedge \mu^h(x_6) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right] \vee \\
& \vee \left[ \mu^c(x_3) \wedge \mu^\delta(x_4) \wedge \mu^n(x_5) \wedge \mu^h(x_6) \wedge \mu^{hkp}(x_7) \wedge \mu^{kp}(x_8) \right];
\end{aligned} \tag{10}$$



$$\begin{aligned} \mu^e(y_1) = & \mu^b(x_3) \vee \mu^p(x_4) \vee \mu^e(x_8) \vee [\mu^n(x_5) \wedge \mu^h(x_6)] \vee \\ & \vee [\mu^h(x_6) \wedge \mu^{hkp}(x_7)] \vee [\mu^d(x_4) \wedge \mu^n(x_5) \wedge \mu^h(x_6) \wedge \mu^{hkp}(x_8)] \vee \\ & \vee [\mu^c(x_3) \wedge \mu^d(x_4) \wedge \mu^n(x_5) \wedge \mu^h(x_6)] \vee \\ & \vee [\mu^c(x_3) \wedge \mu^n(x_5) \wedge \mu^c(x_6) \wedge \mu^{hkp}(x_8)] \vee \\ & \vee [\mu^c(x_3) \wedge \mu^d(x_4) \wedge \mu^h(x_6) \wedge \mu^{hkp}(x_8)] \end{aligned} \quad (11)$$

При прийнятті рішення як діагноз поливу вибирається терм із множини  $\{d_1, d_2, d_3, d_4\}$  з максимальним ступенем належності.

Розроблена модель прийняття рішень уперше в практиці зрошення дала можливість без застосування емпіричних кореляційних залежностей об'єднати велику кількість факторів, що дозволяють із більшим ступенем точності зробити діагностику вологозабезпеченості рослин і зробити висновок про необхідність поливу.

Таким чином, можна зробити висновок, що дана нечітка модель дозволяє приймати рішення при оперативному керуванні зрошенням за інформацією про метеорологічні фактори й фізіологічні показники при обраному режимі зрошення, робити висновки про доцільність поливів, проводити розрахунок поливного режиму. Використання нечіткої експертної інформації про нелінійний об'єкт дозволяє зменшити об'єм експериментальних досліджень, що дає значну перевагу перед відомими методами ідентифікації при росту кількості вхідних змінних.

#### Література

1. Леви Л.И., Тащилин М.В. Диагностика поливов на основе нечеткой модели. //Праці Луганського відділення Міжнародної Академії інформатизації. Науковий журнал №2 (15) 2007 частина 1.
2. Ротштейн А.П. Интеллектуальные технологии идентификации: нечеткие множества, генетические алгоритмы, нейронные сети. - Винница: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 1999. - 320 с.
3. Ротштейн А.П. Медицинская диагностика на нечеткой логике. - Винница: Континент-ПРИМ, 1996. - 132 с.
4. Ротштейн А.П., Кательников Д.И. Идентификация нелинейных объектов нечеткими базами знаний // Кибернетика и системный анализ. - 1998. - № 5. - С. 53-61.
5. Ротштейн А.П., Лойко Е.Е., Кательников Д.И. Прогнозирование количества заболеваний на основе экспертно-лингвистической информации // Кибернетика и системный анализ. - 1999. - № 2. - С. 178-185.
6. Ротштейн А.П., Кательников Д.И. Проектирование и настройка нечетких правил ЕСЛИ-ТО для принятия решений // Тези доповідей IV-ї Міжнародної науково-технічної конференції «Контроль і управління в технічних системах» (КУТС-97). - Том 1. - Вінниця: УНІВЕРСУМ.- 1997. - С. 50-56.
7. Филиппов Л.А. Водный режим растений и диагностика поливов /Отв. Ред. Ф.Э. Реймерс – Новосибирск: Наука Сиб. отд., 1982.

УДК 69:002;69.059

О. В. Горда, Асистент КНУБА  
 О. О. Пузько, студент КНУБА  
 М.І. Цюцюра, студент КНУБА  
 М.Г. Кобижський, студент КНУБА

## РОЗРАХУНОК ОБ'ЄМУ ЗАПОВНЕННЯ БЕТОНОЗМІШУВАЧА

**Постановка задачі.** В даній роботі наведений розв'язок однієї із задач визначення об'єму складної фігури, яка є композицією декількох геометричних тіл і має велике прикладне значення.

Розглянемо фігуру, що складається з трьох полостей, дві з яких мають форму зрізаного конуса, а третя є циліндром.

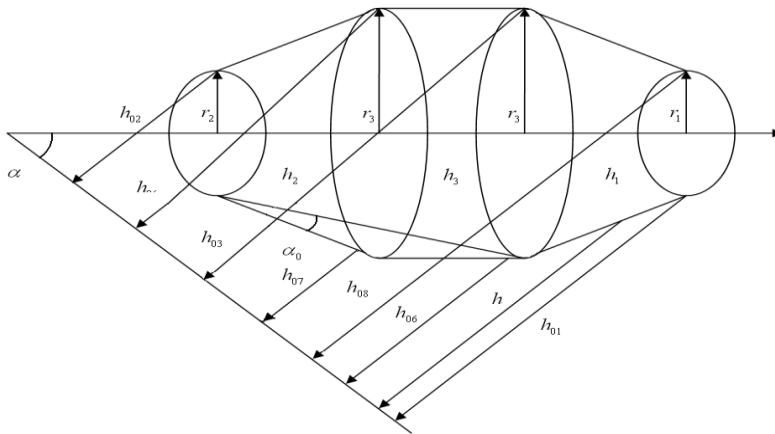


Рис.1 Схематичне представлення фігури.

**Актуальність.** Таку геометрію має більшість полостей для змішування речовин у промислових міксерах, які використовуються в різних галузях господарської діяльності – від будівництва до харчової та фармакологічної промисловості.

**Розв'язання.** При розв'язанні нашої задачі будемо виходити з того, що завжди можна визначити рівень заповнення ємкості  $h$  і кут її нахилу  $\alpha$ . Також відомими є геометричні розміри елементів фігури.

За заданими початковими даними необхідно обчислити об'єм суміші, що знаходиться у ємкості.

В залежності від співвідношення геометричних розмірів ємкості, кута нахилу  $\alpha$  та величини рівня заповнення  $h$  задача обчислення об'єму суміші може бути віднесена до одного з тринадцяти виділених випадків і представлених на (рис. 2).

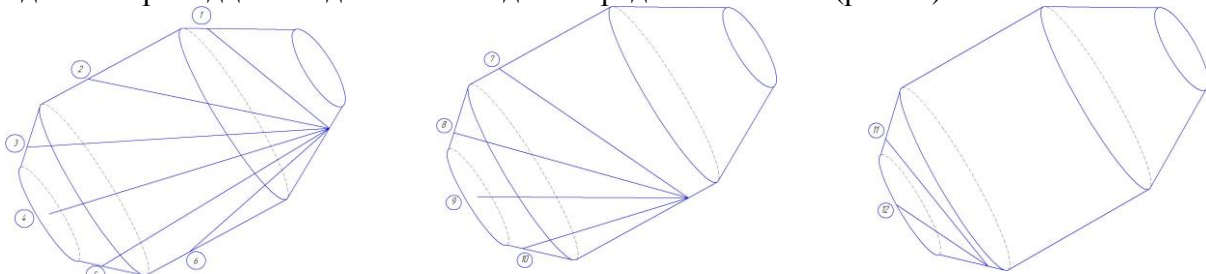


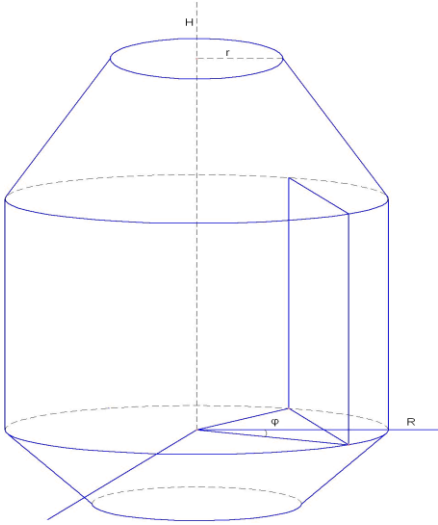
Рис.2. Класифікація конфігурацій об'ємів бетону в залежності від рівня заповнення і кута нахилу вісі міксерау.

1.  $h \in \{[h_{05}, h_{01}] \cap [h_{03}, h_{08}]\}$
2.  $h \in \{[h_{05}, h_{01}] \cap [h_{04}, h_{03}]\}$
3.  $h \in \{[h_{05}, h_{01}] \cap [h_{02}, h_{04}]\}$
4.  $h \in \{[h_{05}, h_{01}] \cap [h_{05}, h_{06}]\}$
5.  $h \in \{[h_{06}, h_{05}] \cap [h_{04}, h_{03}]\}$
6.  $h \in \{[h_{06}, h_{05}] \cap [h_{02}, h_{04}]\}$
7.  $h \in \{[h_{07}, h_{06}] \cap [h_{02}, h_{04}]\}$
8.  $h \in \{[h_{07}, h_{06}] \cap [h_{07}, h_{02}]\}$
9.  $h \in \{[h_{07}, h_{06}] \cap [h_{02}, h_{04}]\}$
10.  $h \in \{[h_{07}, h_{06}] \cap [h_{07}, h_{02}]\}$
11.  $h \in \{[h_{07}, h_{06}] \cap [h_{02}, h_{04}]\}$
12.  $h \in \{[h_{07}, h_{06}] \cap [h_{07}, h_{02}]\}$
13. Повне заповнення



4.  $h \in \{[h_{05}, h_{01}] \cap [h_{07}, h_{02}]\}$  9.  $h \in \{[h_{06}, h_{05}] \cap [h_{07}, h_{02}]\}$   
 5.  $h \in \{[h_{05}, h_{01}] \cap [h_{06}, h_{07}]\}$  10.  $h \in \{[h_{06}, h_{05}] \cap [h_{06}, h_{07}]\}$

Найпростішим з виділених випадків є випадок, коли кут нахилу  $\alpha = 0$ .



Розглянемо конус у декартовій системі координат так, щоб його основа лежала у площині  $ХОУ$ , а вісь конуса співпадала з віссю  $OZ$ . Виберемо січну площину наступним чином. Нехай  $x = x_0$  рівняння цієї площини, причому  $0 < x_0 < \infty$ . Ця площина ділить конус на дві частини. Для спрощення обчислень об'єму будемо застосовувати циліндричну систему координат. Через  $H$  позначимо висоту конуса, якщо його добудувати до повного конуса. Площа бічної поверхні конуса з основою  $r < R$ , буде дорівнювати:  $z = H(1 - r/R)$  і рівняння основи конуса  $z = 0$ .

Для граничного випадку  $z \in [0; H(1 - r/R)]$ .

Опишемо сегмент, для якого розраховується об'єм тіла, що розглядається. Полярний кут.  $\varphi \in [-\arccos(x_0/R); \arccos(x_0/R)]$

Визначимо границі для  $r(\varphi)$ . Значення верхньої границі очевидно –  $r = R$ , а нижня з геометричних міркувань буде рівною  $r = x_0 / \cos(\varphi)$ .

Об'єм заповнення ємкості можна знайти як потрійний інтеграл від  $r$  відносно визначених границь інтегрування:

$$z \in [0; H(1 - r/R)], r \in [x_0 / \cos(\varphi); R], \varphi \in [-\arccos(x_0/R); \arccos(x_0/R)].$$

Обчислення цього інтегралу буде зводитись до знаходження значень наступних виразів:

$$V = \frac{HR^2}{3} \arccos\left(\frac{x_0}{R}\right) - Hx_0^2 \int_{-\arccos\left(\frac{x_0}{R}\right)}^{\arccos\left(\frac{x_0}{R}\right)} \frac{d\varphi}{\cos^2(\varphi)} + \frac{Hx_0^3}{3R} \int_{-\arccos\left(\frac{x_0}{R}\right)}^{\arccos\left(\frac{x_0}{R}\right)} \frac{d\varphi}{\cos^3(\varphi)}.$$

Так як підінтегральні функції парні, а границі інтегрування симетричні, то вираз для обчислення об'єму можна записати наступним чином:

$$V = \frac{HR^2}{3} \arccos\left(\frac{x_0}{R}\right) - Hx_0^2 2 \int_0^{\arccos\left(\frac{x_0}{R}\right)} \frac{d\varphi}{\cos^2(\varphi)} + \frac{Hx_0^3}{3R} 2 \int_0^{\arccos\left(\frac{x_0}{R}\right)} \frac{d\varphi}{\cos^3(\varphi)}.$$

В інших дванадцяти випадках кут нахилу  $\alpha \neq 0$  і  $\alpha \neq \pi/2$ . Необхідно відзначити, що для аналітичного представлення шуканого об'єму важливе значення мають наступні чотири випадки:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi - \beta}{2} = \alpha \\ \frac{\pi - \beta}{2} \neq \alpha \end{array} \right\} \times \left\{ \begin{array}{l} \frac{\pi - \gamma}{2} = \alpha \\ \frac{\pi - \gamma}{2} \neq \alpha \end{array} \right\},$$

так як при виконанні одного з цих співвідношень конічний переріз представляється гіперболою, а в інших випадках – еліпсами. При застосуванні чисельних методів

інтегрування та неявного завдання поверхонь, які обмежують шуканий об'єм, така диференціація є зайвою. Тому при визначенні рівнянь, які задають площину перерізу конусів та циліндричної частини змішувача будемо використовувати загальне рівняння кривих другого порядку.

Для прикладу, розглянемо випадок представлений на (рис. 4) і (рис.5.).

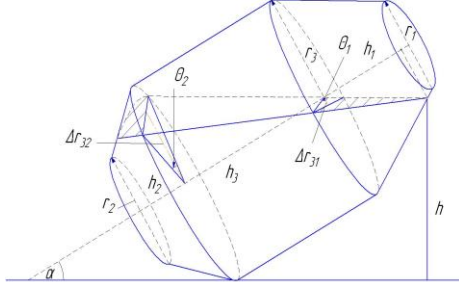


Рисунок 4. Об'ємна структура міксеру.

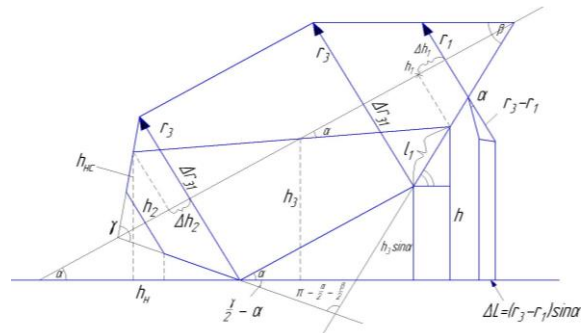


Рисунок 5. Площинна структура міксеру.

З геометричних співвідношень знаходимо висоту заповнення:

$$h_1 - \Delta h = \frac{h_1(h - h_3 \sin \alpha)}{\sqrt{(r_3 - r_1)^2 + h_1^2} \sin\left(\frac{\beta}{2} + \alpha\right)}$$

$$\Delta h_2 = \left( h - 2r_2 \cos \alpha - \sqrt{(r_3 - r_2)^2 + h_2^2} \sin\left(\frac{\gamma}{2} - \alpha\right) \right) \sin \alpha$$

Звідки безпосередньо отримаємо формули, що пов'язують висоту заповнення з радіусами площини, яка є перерізом конуса:

$$\Delta r_{31} = \frac{\Delta h r_3 - (h_1 - \Delta h) h_1 \operatorname{tg} \alpha}{h_1 \operatorname{tg}^2 \alpha}, \quad \theta_1 = 2 \arccos \frac{\Delta r_{31}}{r_{31}},$$

$$\Delta r_{32} = \frac{(h_2 - \Delta h_2) r_3 + h_2 \Delta h_2 \operatorname{tg} \alpha}{h_2}, \quad \theta_2 = 2 \arccos \frac{\Delta r_{32}}{r_{32}}$$

Об'єм, який необхідно знайти можна представити як суму об'ємів, заключених в окремих складових полості:  $V = V_1 + V_2 + V_3$ ,

де  $V_1$  – об'єм заповненої частини верхнього зрізаного конуса;

$V_2$  – об'єм заповненої частини нижнього зрізаного конуса;

$V_3$  – об'єм заповненої частини циліндра.

Розглянемо верхній зрізаний конус (Рис. 6)

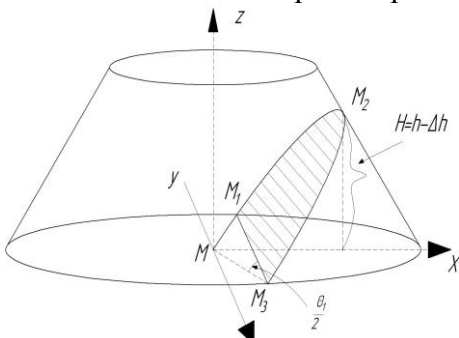


Рис. 6. Заповнення верхнього зрізаного конуса.

Січна площина проходить через три точки:

$$M_1 = \left( \Delta r_{31}; -\Delta r_{31} \operatorname{tg} \frac{\theta_1}{2}; 0 \right),$$

$$M_2 = \left( r_3 - (h_1 - \Delta h) \operatorname{tg} \frac{\beta}{2}; 0; h_1 - \Delta h \right),$$

$$M_3 = \left( \Delta r_{31}; \Delta r_{31} \operatorname{tg} \frac{\theta_1}{2}; 0 \right).$$

Тоді шуканий об'єм можна записати як потрійний інтеграл по області  $\Omega$ :

$$V_1 = \iiint_{\Omega} dx dy dz, \text{ де}$$



$$\Omega = \begin{cases} h_2 + h_3 \leq z \leq h_1 - \Delta h \\ x^2 + y^2 \leq r_3^2 \\ x^2 + y^2 - \operatorname{tg}^2 \frac{\beta}{2} \left( z - r_3 \operatorname{ctg} \frac{\beta}{2} \right)^2 \leq 0 \\ \left| \begin{array}{ccc} x - r_3 + (h_1 - \Delta h) \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} & y & z - h_1 + \Delta h \\ \Delta r_{31} - r_3 + (h_1 - \Delta h) \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} & \Delta r_{31} \operatorname{tg} \frac{\theta_1}{2} & \Delta h - h_1 \\ \Delta r_{31} - r_3 + (h_1 - \Delta h) \operatorname{tg} \frac{\beta}{2} & -\Delta r_{31} \operatorname{tg} \frac{\theta_1}{2} & \Delta h - h_1 \end{array} \right| \leq 0 \end{cases}$$

Об'єм нижнього зрізаного конуса позначимо як  $V_2$  (рис.7):

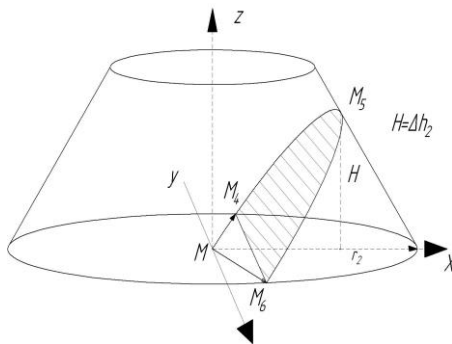


Рисунок 7. Заповнення нижнього зрізаного конуса.

$V_2 = V_{2n} - \Delta V_2$ , де  $V_{2n}$  – повний об'єм нижнього зрізаного конуса, який обчислюється за формулою:

$$V_{2n} = \frac{\pi}{3} \left( r_3^3 \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2} - r_2^2 \left( r_3 \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2} - h_2 \right) \right)$$

Аналогічно до попереднього випадку, визначимо три точки через які проходить січна площина (Рис. 7)

$$M_4 = \left( \Delta r_{32}; -\Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2}; 0 \right); M_5 = \left( r_3 - \Delta p_2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2}; 0; \Delta h_2 \right); M_6 = \left( \Delta r_{32}; \Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2}; 0 \right).$$

Тоді об'єм незаповненої частини нижнього зрізаного конуса можна записати теж як потрійний інтеграл по області  $V_2 = \iiint_{\Omega} dx dy dz$ , де область омега буде визначатись наступними співвідношеннями:

$$\Omega = \begin{cases} x^2 + y^2 - \operatorname{tg}^2 \frac{\gamma}{2} \left( z - r_3 \operatorname{ctg} \frac{\gamma}{2} \right)^2 \leq 0 \\ x^2 + y^2 \leq r_3^2 \\ 0 \leq z \leq \Delta h_2 \\ \left| \begin{array}{ccc} x - r_3 + \Delta h_2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} & y & z - \Delta h_2 \\ \Delta r_{32} - r_3 + \Delta h_2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} & \Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2} & -\Delta h_2 \\ \Delta r_{32} - r_3 + \Delta h_2 \operatorname{tg} \frac{\gamma}{2} & -\Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2} & -\Delta h_2 \end{array} \right| \leq 0 \end{cases}$$

Площа, що утворює переріз циліндра (Рис. 8) проходить через три точки:

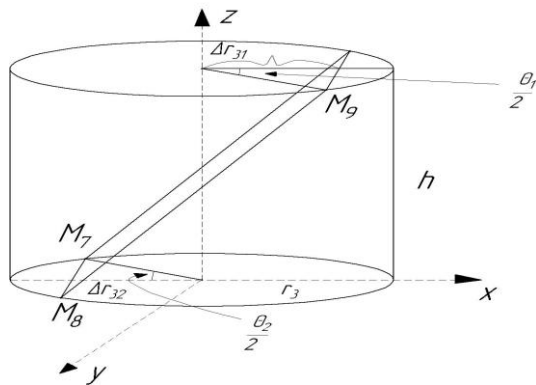


Рисунок 8. Заповнення циліндра.

$$M_7 = \left( -\Delta r_{32}; -\Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2}; 0 \right),$$

$$M_8 = \left( -\Delta r_{32}; \Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2}; 0 \right),$$

$$M_9 = \left( \Delta r_{31}; \Delta r_{31} \operatorname{tg} \frac{\theta_1}{2}; h_3 \right).$$

Аналогічно, об'єм суміші, що заповнює циліндричну частину обчислюється за наступними співвідношеннями:  $V_3 = \iiint_{\Omega} dx dy dz$ , де

$$\Omega = \left\{ \begin{array}{l} 0 \leq y \leq h_3 \\ x^2 + y^2 \leq r_3^2 \\ \left| \begin{array}{ccc} x + \Delta r_{32} & y + \Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2} & z \\ 0 & 2\Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2} & 0 \\ \Delta r_{31} + \Delta r_{32} & \Delta r_{31} \operatorname{tg} \frac{\theta_1}{2} + \Delta r_{32} \operatorname{tg} \frac{\theta_2}{2} & h_3 \end{array} \right| \leq 0 \end{array} \right.$$

Розглянутий випадок заповнення порожнини сумішшю є базовим. В усіх інших випадках об'єм заповнення можна знаходити за допомогою отриманих співвідношень з врахуванням додавання повністю заповнених фрагментів форми або відніманням об'єму незаповнених фрагментів.

За отриманими співвідношеннями можна побудувати ефективний обчислювальний алгоритм розв'язання поставленої задачі.

### Література

1. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся ВТУЗОВ. М.: Наука, 1965 г., 608 с.
2. Липман Берс Математический анализ. Том 2. М.: „Высшая школа“, 1975 г., 544 с. Метьюз Д.Г., Финк К.Д. Численные методы. Использование MATLAB. Москва–Санкт-Петербург–Киев: Издательский дом Вильямс, 2001 г., 714 с.

УДК 534

В.М. Гарнець, канд. тех. наук, професор КНУБА,  
 Ю.В. Човнюк, канд. тех. наук, професор КНУБА,  
 Я.С. Приходько, магістр КНУБА

## СИНТЕЗ РОБОЧОЇ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРУЖНИХ ЕЛЕМЕНТІВ МАШИН РОЛИКОВОГО ФОРМУВАННЯ

Роликове формування плитних конструкцій забезпечується шляхом сполучення зворотно-поступального руху масивного робочого візка з роликами і форми [1], в якій послідовно формується виріб. При здійсненні кожного циклу візок при зміні напрямку руху проходить через зону, у якій відбувається немиттєва зміна вектору швидкості руху на протилежний. Для зменшення енергетичних втрат та впливу знакозмінних навантажень на конструкцію машини в цілому передбачено встановлення на несучому порталі пружних елементів [2]. Такі елементи повинні забезпечувати швидкий вихід на сталий режим руху при зміні його напрямку. Тобто зміною прискорення візка на досить короткій ділянці шляху візка  $2\Delta$  (рис. 1, а) можна знехтувати і вважати у подальшому швидкість постійною. При використанні гідравлічного приводу робочого візка наведені вище діаграма руху й залежності  $x(t)$  й  $\dot{x}(t) = \frac{dx}{dt}$ , де  $t$  – час, виконуються з достатньою точністю (див. рис. 1, б). Наприклад, якщо час руху візка за повний цикл складає  $\approx 10 \dots 15$  с (при  $2\Delta \approx 1$  м), то вихід на сталий режим здійснюється протягом  $0,5 \dots 0,8$  с.

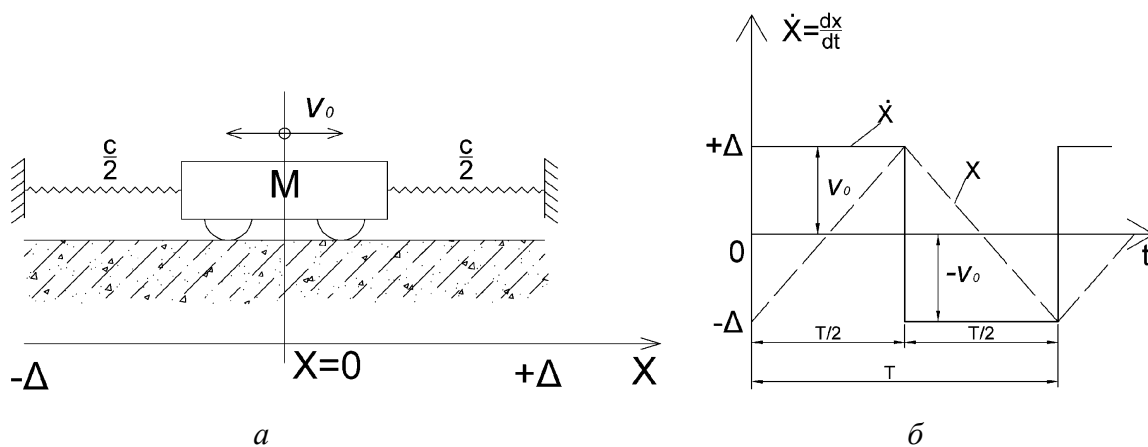


Рис. 1. Розрахункова модель (а) і графіки руху робочого органу (б).

Закон зворотно-поступального руху за наведеними вище припущеннями запишеться у такому вигляді:

$$x(t) = \begin{cases} -\Delta + \frac{4\Delta}{T} \cdot t; \dot{x} = +V \Rightarrow t = \frac{(x+\Delta) \cdot T}{4\Delta}; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \\ -\Delta - \frac{4\Delta}{T} \cdot (t - \frac{T}{2}); \dot{x} = -V \Rightarrow t = \frac{(3\Delta - x) \cdot T}{4\Delta}; & \frac{T}{2} \leq t \leq T. \end{cases} \quad (1)$$

Якщо прийняти гармонічний закон зміни вимушеної сили, що прикладена до візка масою  $M$ , у вигляді:

$$P_n = P_n \sin(n\omega t + \varphi_n), \quad n=1, 2, 3, \dots, \quad \text{де } \omega = \frac{2\pi}{T} \neq \sqrt{\frac{c}{M}} - \text{частота вимушуючої сили, } \varphi_n -$$

початкова фаза,  $P_n$  – амплітуда вказаної сили, то рівняння руху досліджуваної системи при моделюванні опору руху сухим тертям приймає наступний вид:

$$M\ddot{x} + F_0 \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} + F(x) = P_n \sin(n\omega t + \varphi_n), \quad \ddot{x} = \frac{d^2x(t)}{dt^2}, \quad (3)$$



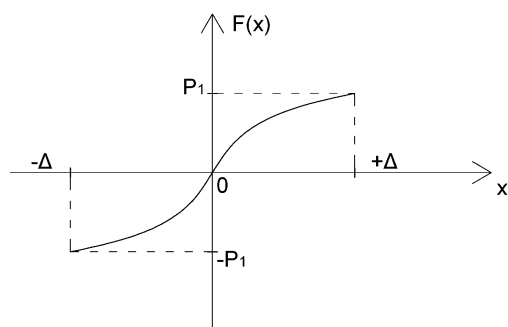


Рис. 2. Графік зміни  $F(x)$  при  $F_0 \equiv 0$   
за цикл руху.

де  $F_0$  – амплітуда сили опору тертя руху у системі.

За умови  $\ddot{x} = 0$  з (3) матимемо:

$$F(x) = P_n \sin(n\omega t + \varphi_n) - F_0 \cdot \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|}. \quad (4)$$

Враховуючи (1), (2) для відновлюваної сили  $F(x)$  при  $T = \frac{4\Delta}{V}$  можна записати:

$$\begin{cases} F(x) = P_n \sin(n\omega \frac{(x+\Delta) \cdot T}{4\Delta} + \varphi_n) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ F(x) = P_n \sin(n\omega \frac{(3\Delta-x) \cdot T}{4\Delta} + \varphi_n) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (5)$$

Оскільки  $\frac{\omega\Delta}{V} = \frac{\omega T}{4} = \frac{\pi}{2}$ , можна встановити, що:

$$T = \frac{4\Delta}{V}, \quad \omega = \frac{\pi V}{2\Delta}. \quad (6)$$

Тоді закон для  $F(x)$  (5) запишеться так:

$$F(x) = \begin{cases} P_n \sin\left(\frac{n\pi x}{2\Delta} + \frac{n\pi\Delta}{2\Delta} + \varphi_n\right) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ P_n \sin\left(-\frac{n\pi x}{2\Delta} + \frac{n\pi 3\Delta}{2\Delta} + \varphi_n\right) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (7)$$

У подальшому будемо розглядати випадок, коли  $n=1$ , тобто частота вимушеної сили співпадає з власною частотою руху системи ( $\omega \equiv \lambda = \sqrt{\frac{C}{M}}$ , де  $C$  - жорсткість пружних елементів).

Тоді (7) можна подати наступним чином:

$$F(x) = \begin{cases} P_1 \cos\left(\frac{\pi x}{2\Delta} + \varphi_1\right) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ -P_1 \cos\left(\frac{\pi x}{2\Delta} - \varphi_1\right) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (8)$$

При  $F_0 \equiv 0$  ця характеристика відновлюючої сили  $F(x)$  (8) повинна бути однозначною. Це можливо тоді, коли  $\varphi_1 = \frac{3\pi}{2}$ .

Тоді маємо:

$$F(x) = \begin{cases} P_1 \sin\left(\frac{\pi x}{2\Delta}\right) - F_0; & 0 \leq t \leq \frac{T}{2}; \dot{x} = V; \\ P_1 \sin\left(\frac{\pi x}{2\Delta}\right) + F_0; & \frac{T}{2} \leq t \leq T; \dot{x} = -V. \end{cases} \quad (9)$$

Графік зміни відновлюючої сили (характеристики  $F(x)$ ) при  $F_0 \equiv 0$  представлено на рис. 2:

Проведемо далі аналіз енергетичних співвідношень для такого типу рухів (1)-(3), з відновлюючою силою (9).

$$\text{Робота сил тертя за період } T \text{ руху системи: } A_\tau = \int_0^T F_0 \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \dot{x} dt = F_0 4\Delta. \quad (10)$$

Робота внутрішньої сили за період  $T$  руху системи:

$$A_E = \int_0^T P_1 \sin(\omega t + \varphi_1) \dot{x} dt = \frac{4VP_1}{\omega} \cos \varphi_1. \quad (11)$$

Оскільки  $\varphi_1 = \frac{3\pi}{2}$ , тоді  $A_E \equiv 0$ .



Отже, для компенсації втрат на сухе тертя (створення стійкого режиму руху системи) слід при стисканні й розтягуванні пружини С з характеристикою  $F(x) \equiv P_1 \sin(\frac{\pi x}{2\Delta})$  у точках повороту руху візка ( $x = \pm\Delta$ ) вводим у дію систему активного автоматичного регулювання, котра буде стрибкоподібно змінювати величину сили, яка діє на масу М (у

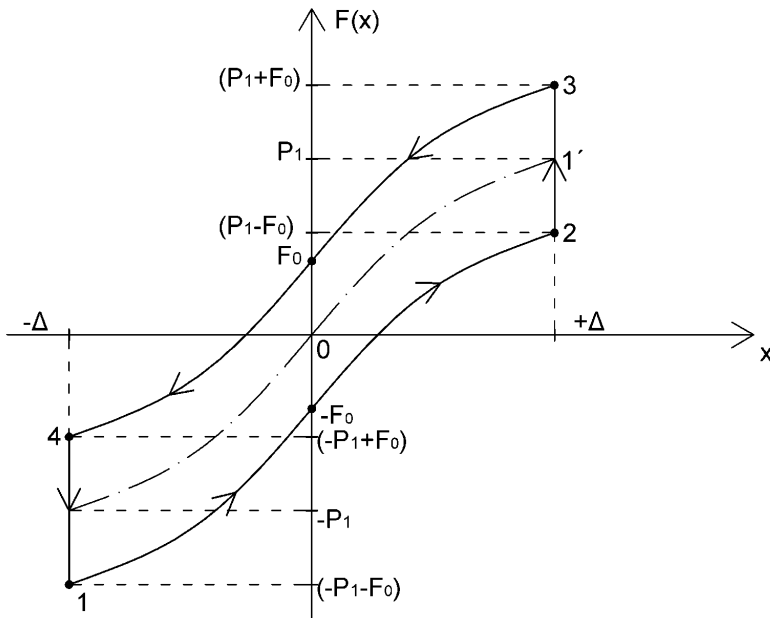


Рис. 3. Відновлююча сила (характеристика) при наявності активного автоматичного регулювання в системі.

сконструйована пружина, котра має пружну відновлюючу характеристику  $F(x)$  виду:

$$F(x) = P_1 \sin\left(\frac{\pi x}{2\Delta}\right). \quad (12)$$

У точках ( $x = \pm\Delta$ ) 2 та 4 (див. рис. 3) відбувається стрибкоподібне введення у систему приводу вимушеної сили крім весь час існуючої сили  $P_1 \sin(\omega t + \varphi_1)$  ще й стрибка сили  $\pm 2F_0$ , відповідно. Таке введення додаткової сили повинна реалізувати система автоматичного активного регулювання.

Розглянемо основні фізико-механічні характеристики спеціальної пружини С, зокрема, її жорсткості:

$$\begin{cases} C_{\text{поч.}}|_{x=0} = \frac{dF(x)}{dx}|_{x=0} = P_1 \frac{\pi}{2\Delta} \cos\left(\frac{\pi}{2\Delta} x\right)|_{x=0} = \frac{P_1 \pi}{2\Delta}; \\ C_{\text{поч.}} = \frac{P_1 \pi}{2\Delta}. \end{cases} \quad (13)$$

$$C_{\text{кінц.}}|_{x=\pm\Delta} = \frac{dF(x)}{dx}|_{x=\pm\Delta} = P_1 \frac{\pi}{2\Delta} \cos\left(\frac{\pi}{2\Delta} x\right)|_{x=\pm\Delta} = 0. \quad (14)$$

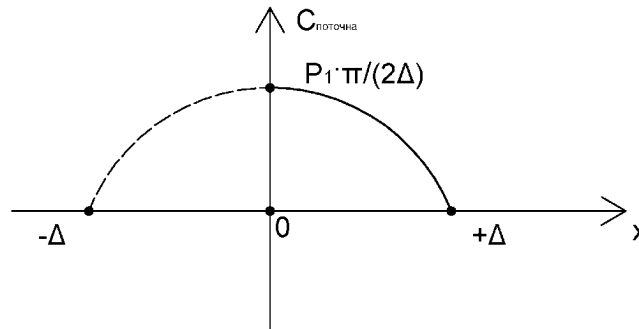
Тому, у початковий момент руху ( $t=0$ ) жорсткість пружини С:  $C_{\text{поч.}} = \frac{P_1 \pi}{2\Delta} > C_{\text{кінц.}} \rightarrow 0$ . Зміна величини жорсткості пружини при її стисканні/розтягуванні відбувається за законом (рис. 4).

$$C_{\text{пот.}} = C_{\text{поч.}} \cos\left(\frac{\pi}{2\Delta} x\right). \quad (15)$$

точках  $x = \pm\Delta$ ) на  $2F_0$  – величину цієї сили. Тоді можлива компенсація втрат у системі, пов'язаних з сухим тертям. У цьому випадку відновлююча характеристика набуває виду, поданого на рис. 3.

Систему активного автоматичного регулювання, яка включає «стрибок» сили на величину  $2F_0$  у точках повороту руху візка ( $x = \pm\Delta$ ) слід поєднати з вимушеною силою  $\sim P_1 \sin(\omega t + \varphi_1)$ , котра прикладена до маси М зі сторони гідроциліндра.

Таким чином, тепер рух у системі відбувається за циклом  $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$ . На ділянках  $1 \rightarrow 2$  й  $3 \rightarrow 4$  це рух, який супроводжується спеціально

Рис. 4. Закономірність зміни  $C_{\text{пот.}}$  за цикл руху.

Умова руху без пауз застосовується автоматично, оскільки:

$$|P_1 \sin(\omega t + \frac{3}{2}\pi) - P_1 \sin(\frac{\pi}{2\Delta}x) \pm F_0| \geq F_0. \quad (16)$$

Зрозуміло, що значення  $P_1$  повинно бути не довільним (малим чи великим), а таким, щоб можна було зрушити з місця всю масу  $M$  з урахуванням сил опору контактної зони у момент  $t=0$ , тобто:

$$P_1 > F_{0(\text{споккою})} \equiv F_0^*, \quad (17)$$

де  $F_0^*$  – сила тертя спокою. Зрозуміло й те, що у загальному випадку  $F_0 \neq F_0^*$ .

Крім того, слід зазначити, що починати рух можна й з точки  $0 \rightarrow 1' \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1 \rightarrow 2$  і т.д. за циклом.

Отримані залежності для визначення жорсткості пружини та закону зміни відновлюючої сили дозволяють створити систему автоматичного регулювання рухом робочого органу бетоноформувальних агрегатів безвібраційної дії.

#### Література

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати і комплекси. – Київ, Будівельник 144с. 1991р.
2. Авторське свідоцтво СРСР № 122809, кл. В28В13/02, 1975.
3. Закрежевский М.В. Колебания существенно-нелинейных механических систем. – Рига: Зинатне, 1980. – 140 с.
4. Сакович В.Л. Вынужденные колебания вибратора при наличии сухого трения // Научные труды Киевского инженерно-строительного института. – К., 1964. – Вып.20. – С. 116-127.



УДК 534.232

*М.І. Назаренко, інженер ТОВ «Мастерсвіт», Київ*

## МОДЕЛЮВАННЯ КЕРОВАНОГО У ЧАСІ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІБРОУЩІЛЬНЕННЯ БЕТОННОЇ СУМІШІ

### **Актуальність проблеми.**

Досягнення високої якості ущільненої бетонної суміші по всьому об'єму за заданими характеристиками в короткі терміни виконання технологічного процесу за умов мінімальних енерговитрат потребує точного забезпечення оптимальних режимів ущільнення. Визначення таких режимів лежить у площині змінних у часі параметрів вібрації, оскільки властивості суміші суттєво змінюються [1] в процесі ущільнення. Отже режим зовнішньої дії має бути керованим у часі, тобто необхідно створити систему з програмованим управлінням за вхідними параметрами, що і є основною метою досліджень.

### **Стан проблеми.**

Обґрунтуванню та визначенню змінних у часі параметрів віброущільнення будівельних сумішей присвячено ряд робіт [1, 2, 4-7]. Однак, рекомендації щодо послідовності зміни параметрів у часі, їхні числові значення, вид вібраційної дії дослідниками пропонуються різні. Так, наприклад в роботі [1] рекомендується збільшувати частоту коливань поступово від малих до більших значень із паралельним зменшенням амплітуди коливань, в роботі [5] пропонується змінювати параметри і режими із застосуванням ефекту удару, при реалізації якого виникає спектр частот, а в роботі [7] вказується на обов'язкове проявлення двох стадій ущільнення, в роботі [6] – трьох стадій ущільнення.

Очевидно, що вібраційне ущільнення бетонної суміші досягається за рахунок вилучення частин повітря і більш (у порівнянні із початковою фазою) компактним укладанням зерен заповнювача. Формування може супроводжуватися видаленням рідинної фази, що слугує підвищенню щільності виробу. Вібраційне ущільнення і формування бетонної суміші здійснюється завдяки виз ванної вібрацією підвищення рухомості (текучості) суміші, тобто зменшення дисипативного опору зсування деформаціям під дією постійно направлених сил. Тому в зв'язку із дією цих сил і здійснюється виштовхування бульбашок повітря, щільного укладання зерен заповнювача і формування поверхні бетонного або залізобетонного виробу.

Можна виділити чотири явища, що обумовлюють відмінне вище підвищення рухомості [2]. По-перше, вібраційне проковзування зерен заповнювача між собою, що приводить до знищення видимого коефіцієнта тертя між зернами завдяки дії відносно слабких сил постійного напрямку, причому дисипативний опір дії цих вказаних сил приймає характер в'язкого опору. А це значить, що чим менша слабка сила постійного напрямку, тим меншим є опір проковзуванню. Таким чином, навіть незначні малі сили можуть з часом забезпечити достатні для необхідного ущільнення зсуви зерен заповнювача.

По - друге, внаслідок коливань нормального тиску зерен заповнювача на прилеглі до них інших зерен мінімальне значення дійсної сили тертя між зернами стає менше середнього значення, що при достатній величині цього ефекту дає допоміжну можливість малим силам постійного направлення і спричиняє незворотні зсуви зерен заповнювача.

По - третє, завдяки зсувним деформаціям, що спричинені вібрацією цементного тіста, знижується його структурна в'язкість.

По - четверте, вібрація викликає проковзування і співудари твердих частинок бетонної суміші, що призводить до витіснення деякої кількості води, адсорбованої на поверхні частинок і навіть, можливо, адсорбованої в зоні, що близька до поверхні частинок шару і в результаті здійснюється збагачення бетонної суміші вільною водою і дійсне зниження в'язкості рідинної фази.

Виходячи із виконаного огляду та аналізу робіт можна зробити висновок про необхідність застосування загального критерію оптимальності робочого процесу, який би врахував зміну найбільш впливових параметрів вібрації.

#### Методика вдосконалення досліджень.

В основі досліджень покладено системний підхід, що передбачає застосування вибору та обґрунтування оптимальних параметрів і режимів руху (параметричний синтез), вибір та обґрунтування датчиків, апаратного забезпечення та схеми реалізації керованого режиму у часі (структурний синтез). Функціонал, що підлягає мінімізації має вигляд :

$$y = a(w - \bar{w}) + b(\ddot{x} - \bar{\ddot{x}}) + c(t - \bar{t}) + d(E - \bar{E}), \quad (1)$$

де  $w, \ddot{x}, t, E$  - відповідно дійсні частота, прискорення,  $t$  - час ущільнення, енергія;  $\bar{w}, \bar{\ddot{x}}, \bar{t}, \bar{E}$  - задані обмеження значень частоти, прискорення, часу та енергії ущільнення.

Структурну схему керування робочого вібратора приведено на рисунку 1.

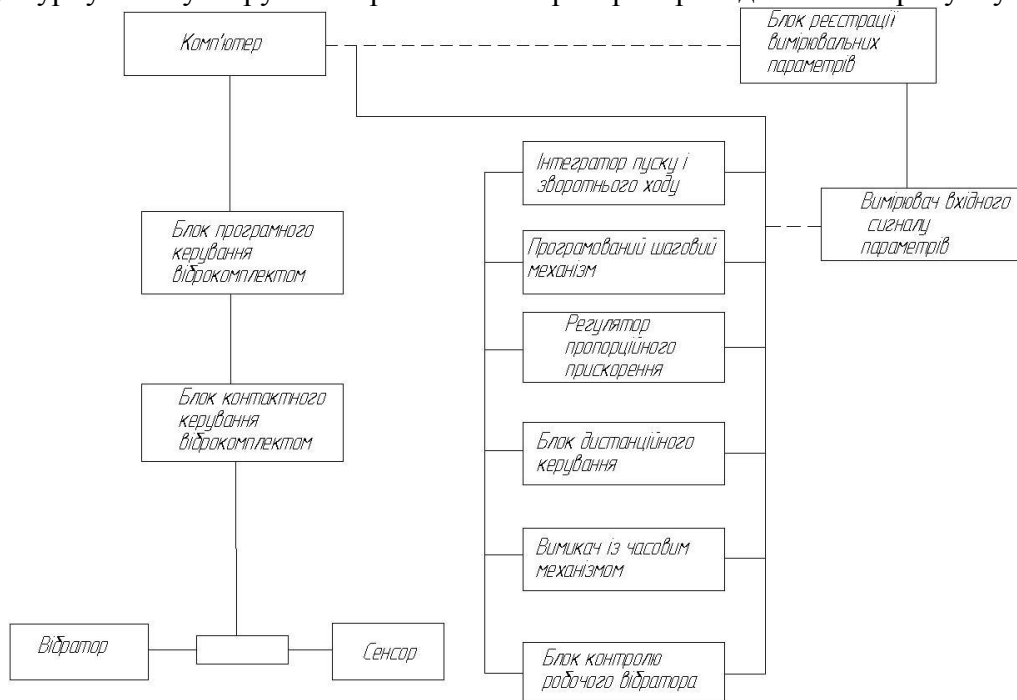


Рисунок 1. Структурна схема керування вібратором.

Для визначення передавальної функції підсилювача, що працює спільно з виконуючим двигуном можна використати залежність [3,4]:

$$W(p) = \frac{K_y}{(T_M T_a p^2 + T_M p + 1)(T_y p + 1)} \quad (2)$$

де  $K_y$  - передавальний коефіцієнт керованою вібрацією;

$T_M$  - механічна постійна часу двигуна;

$T_y$  - постійна часу ланцюга керування;

$T_a$  - постійна часу якірних ланцюгів системи;



$$p \equiv d/dt; t - \text{час.}$$

Задачею подальших досліджень є визначення числових значень параметрів функціоналу та оцінка складових із їхнім питомим впливом.

*Висновки:*

1. Визначена послідовність та фізика процесу вібрації на ущільнюючу суміш.
2. Встановлено вплив параметрів на процес ущільнення та запропонована структурна схема керування робочим процесом вібратора.

*Література*

1. Сивко В.И. Основы механики вибрируемой бетонной смеси. К.: Вища школа, 1987.- 167с.
2. Быховский И.И. Новые направления в разработке вибромашин для станкового формования бетонных и железобетонных изделий. Обзор. М.: ЦНИИТЭстроймаш. 1972.- 45с.
3. Иванов В.А. и др. Математические основы теории автоматического регулирования. – М.: Высшая школа, 1971. -808с
4. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. –М.: Наука, 1972. – 450с.
5. Гусев Б.В. и др. Ударно-вибрационная технология уплотнения бетонных смесей. –М.: Стройиздат, 1982. -152с
6. Осмаков С.А., Брауде Ф.Г. Виброударные формовочные машины. –Л.: Стройиздат, 1976. - 127с.
7. Овчинников П.Ф., Бабий В.С. Уплотнение строительных смесей на переменных во времени параметров вибрации и удара. –Кишинев, «Штиинца». 1976. -134с.

УДК 621.928.23

С.В. Орищенко, аспірант КНУБА

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МАСИ МАТЕРІАЛУ НА СИТІ ВІБРАЦІЙНОГО ГРОХОТУ

На даний час проблема визначення маси матеріалу на ситі вібраційного грохоту є досить актуальною, так як маса матеріалу впливає на амплітудно-частотні характеристики вібраційного грохоту.

В багатьох наукових роботах є визначення маси але немає єдиної формули, так як не існує загальноприйнятої моделі.

Для порівняння результатів розрахунку, та побудови нової формули розрахунку маси, проаналізуємо існуючі формули:

Таблиця 1. Порівняння виразів для визначення маси матеріалу на ситі грохота.

№	Односитні	Багатоситні	Джерело
1	$m_M = L \frac{\Pi_p}{2V_M} (2 - C_n \cdot E)$ $m_M = \frac{L \Pi_p (1 - 0,65 \cdot C_n)}{V_M}$	$m_M = \frac{L \Pi_p \left( 1 - 0,65 \cdot C_{n1} + 0,75 \left( \frac{(C_{n1} - C_{n2}) \cdot K_{\Pi 1}}{K_{\Pi 2}} \right) \right)}{V_{m2}}$	[1]
2	-	$m_M = \frac{QL(1 + (1 - \alpha_{\Pi})\eta)}{2V_{cp}}$	[4]
3	$m_M = L \frac{Q \left( C_{\epsilon} + \frac{C_n}{2} \right) \gamma}{V_M E}$	$m_{\epsilon 2} = \frac{C_{\epsilon 2} Q C_n L}{U_M} \left[ 1 + \frac{E}{\ln(1 - E)} \right]$	[2]
4	-	$m_M = l \frac{Q \gamma \left[ 1 - 0,65 C_n + \frac{0,75(C_n - C_{n2}) K_Q}{K_{Q2}} \right]}{U_M}$	[2]

Існує припущення, що матеріал, який знаходиться на ситі не є однорідним, а складається з декількох шарів. У розглянутих формулах для визначення маси матеріалу на ситі, матеріал розглядається як суцільне середовище, тому використання таких виразів приводить до помилкового визначення маси.

Дія сил на частку матеріалу зображено на рисунку 1.

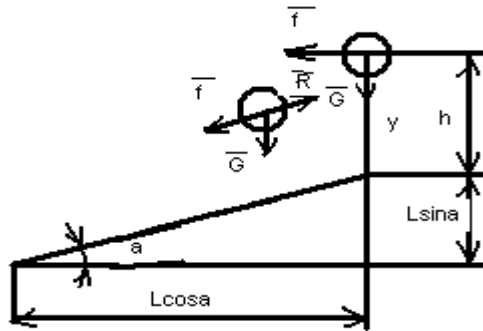


Рисунок 1. Схема дії сил на частку матеріалу.

З побудованого малюнка складемо рівняння дії сил на частинку, яка має масу  $m$ .

$$m \cdot \bar{a} = \bar{R} + \bar{G} \quad (5)$$

де  $G$ - усі частинки.

Тепер можна прийняти деякі позначення в якості вихідних даних для знаходження маси:

$C_{i,j}, K_{i,j}$  – коефіцієнти еквівалентні опору пересування часток матеріалу у напрямі вісі  $Y$  та  $X$ , пропорційні абсолютній швидкості його руху, та залежать від можливості контакту між частками відповідного шару.

$X', Y'$  – проекції пересування частинок на вісі нерухомих систем координат.

$$\begin{aligned} X' &= \cos(\alpha + \beta) \cdot A \cdot \sin \omega t \\ Y' &= \sin(\alpha + \beta) \cdot A \cdot \sin \omega t \end{aligned} \quad (6)$$

Опускаючи деякі математичні перетворення та дії формула маси матеріалу для  $i$ -ого моношару буде виглядати так:

$$m_i = \left( 1 - \frac{b^2 \left( 1 - \frac{d}{b} \right)^2}{(b + a_1)^2} \right) \cdot \frac{l \cdot \pi \cdot Q \cdot \gamma \cdot (2 - C_n \cdot E)}{1,48 \cdot (A \cdot \omega - 0,23)} \quad (7)$$

де,  $b$ - розмір квадратного отвору (мм);

$a_1$ - товщина проволоч сита;  $d$ - розмір зерен;

$l$ - довжина сита;

$Q$ - секундна продуктивність ( $m^3 / c$ );

$\gamma$ - щільність сортує мого матеріалу;

$\omega$ - кутова швидкість оберту ексцентрикового валу ( $m/c^2$ );

$C_n$ - зміст зерен нижнього класу у вхідному матеріалі (%);

$E$ - ефективність грохочення.

Для порівняння запропонованої формули, з існуючими методиками розрахунку маси матеріалу, побудуємо таблицю числових значень, залежності маси від частоти коливання короба грохоту.



Таблиця 2. Залежність маси матеріалу від частоти коливання коробу.

f, Гц	$m_M = \frac{L \cdot \gamma \cdot \left( 1 - 0,65 \cdot C_{a1} + 0,75 \cdot \left( \frac{C_{a1} - C_{a2}}{K_{M2}} \right) \cdot K_{M1} \right)}{V_{a2}}$	$m_M = \frac{Q \cdot L \cdot (1 + (1 - \alpha_{II}) \cdot \eta)}{2V_{\varphi}}$	$m_{e2} = \frac{C_{e2} \cdot Q \cdot C_{a1} \cdot L}{U_M} \left[ 1 + \frac{E}{\ln(1-E)} \right]$	$m_M = l \cdot \frac{Q \cdot \gamma \cdot \left[ 1 - 0,65 C_a + \frac{0,75(C_a - C_{a2}) K_{M1}}{K_{M2}} \right]}{U_M}$	$m_i = \left( 1 - \frac{b^2 \left( 1 - \frac{d}{b} \right)^2}{(b+a_1)^2} \right) \cdot \frac{l \cdot \pi \cdot Q \cdot \gamma \cdot (2 - C_a \cdot E)}{1,48 \cdot (A \cdot \omega - 0,23)}$
6	6545,30407	7118,61880 2	1266,269093	1047,248651	1365,934252
8	3681,733539	4004,22307 6	712,276365	589,0773663	1021,789364
10	2356,309465	2562,70276 9	455,8568736	377,0095144	816,1593572
12	1636,326018	1779,6547	316,5672733	261,8121628	679,4278876
13, 97	1206,112418	1312,30198 1	233,3371929	192,977987	582,8866226
16	920,4333849	1001,05576 9	178,0690913	147,2693416	508,9116016
18	727,2560078	790,957644 7	140,6965659	116,3609612	452,1708526
20	589,0773663	640,675692 2	113,9642184	94,25237861	406,8134651
22	486,8407986	529,484043 1	94,18530446	77,89452778	369,7261312
24	409,0815044	444,913675 1	79,14181833	65,4530407	338,8359943

Для відображення результатів розрахунку, зобразимо їх у вигляді гістограми (рисунок2).

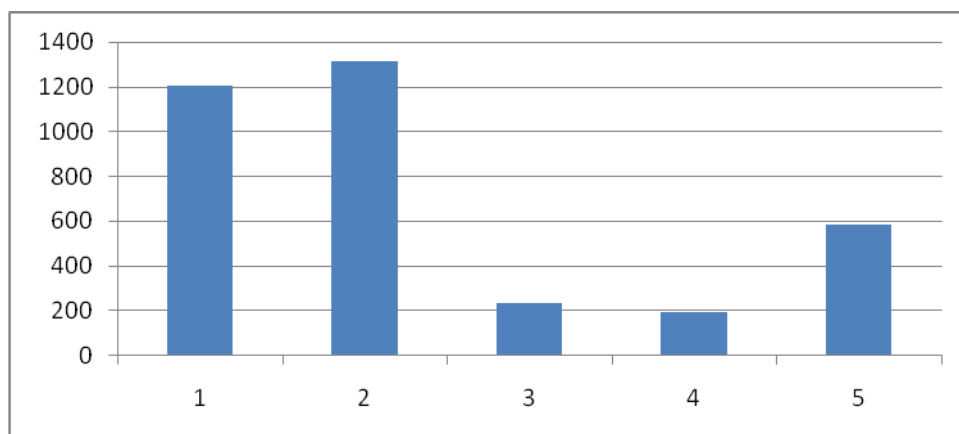


Рисунок 2. Залежність маси матеріалу від частоти 13,97 Гц.

Формули 1, 2 (див.табл.1) дають значно завищенні значення маси, а 3,4 (див.табл.1) заменшене значення, за нашою методикою формула 7 дає більш точне значення маси матеріалу.

Таким чином, якщо знайдена оптимальна вага матеріалу на ситі грохоту, буде відбуватись максимальне проходження зерен нижнього класу, а також мінімальна засміченість верхнього сита, при цьому буде затрачено оптимальну кількість енергії на процес сортування матеріалу.

Тепер складемо рівняння контакту шарів один з одним, і з ситом у направлені осі У.



$$\begin{aligned}
& -m_1 \cdot y - m_1 \cdot g \cdot \cos \alpha - k_1 \cdot y_1 - c_1 \cdot \dot{y}_1 - c_{12} \cdot (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - k_{12} \cdot (y_1 - y_2) = m_1 \cdot y_1 \\
& -m_2 \cdot y - m_2 \cdot g \cdot \cos \alpha - k_{12} \cdot (y_2 - y_1) - c_{12} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) - c_{23} \cdot (\dot{y}_2 - \dot{y}_3) - k_{23} \cdot (y_2 - y_3) = m_2 \cdot y_2 \\
& -m_3 \cdot y - m_3 \cdot g \cdot \cos \alpha - k_{23} \cdot (y_3 - y_2) - c_{23} \cdot (\dot{y}_3 - \dot{y}_2) - c_{34} \cdot (\dot{y}_3 - \dot{y}_4) - k_{34} \cdot (y_3 - y_4) = m_3 \cdot y_3 \quad (8) \\
& -m_4 \cdot y - m_4 \cdot g \cdot \cos \alpha - k_{34} \cdot (y_4 - y_3) - c_{34} \cdot (\dot{y}_4 - \dot{y}_3) - c_{45} \cdot (\dot{y}_4 - \dot{y}_5) - k_{45} \cdot (y_4 - y_5) = m_4 \cdot y_4 \\
& -m_5 \cdot y - m_5 \cdot g \cdot \cos \alpha - k_{54} \cdot (y_5 - y_4) - c_{54} \cdot (\dot{y}_5 - \dot{y}_4) = m_5 \cdot y_5
\end{aligned}$$

Рішення рівняння представлено у наступному вигляді:

$$y_1 = -g \cdot \cos \alpha \cdot \frac{k_{54} \cdot (m_2 + m_1 + m_4 + m_3) + k_{45} \cdot m_5}{k_{54} \cdot k_1} \quad (9)$$

Наступними визначеннями отримаємо значення  $y_2 \dots y_5$ .

Отримані основні рівняння закону руху моношарів матеріалу в залежності від їх взаємного розташування, їх контакту з ситом і між собою, з врахуванням нерівномірного розподілу матеріалу по довжині сита. Подальша робота зводиться до систематизації цих рівнянь в єдиний закон руху матеріалі по поверхні сита, який дозволить створити загальну теорію сортування.

Таким чином було виявлено вплив частоти коливань та кута нахилу на ефективність грохочення:

- зі збільшенням частоти коливання і амплітуди коливань короба відрив матеріалу і

швидкість змішування збільшується, а також її проходження до бункера по сити знижує кількість і масу матеріалу на ситі.

- швидкості часток мають більше значення при частоті коливань короба  $f = 15 \dots 25$  Гц.
- при збільшенні кута нахилу сита від  $14^\circ$  до  $35^\circ$ , концентрація, швидкість і потужність мають більш сталий характер, виявлена залежність використовує мої потужності, від конструктивно технологічних параметрів віброгрохота.

Таким чином, враховуючи вищенаведене, можна зробити наступні висновки: в даній роботі отримані теоретичні залежності, які обґрунтовують зв'язок загальних технологічних параметрів віброгрохота і технологічних параметрів матеріалу, що дозволяє у подальшому розробити загальну концепцію теорії грохочення, покладаючись на аналіз матриці розташування зерен на поверхні сита.

#### Література

1. Назренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів.-К.:КНУБА,1999.-488с.
2. Кабалкін В.А. Машини для сортування кам'яних матеріалів (грохоти).- Ун-та.:Вид-тво Саратов., 1981р.,96с.
3. Вайсберг Л.А. Проектування і розрахунок вібраційних грохотів.-М.: Недра, 1986р.,144с
4. Потураєв В.М., Франчук В.П., Надутий В.П. Вібраційна техніка і технології у енергоємних підприємствах, м.: Дніпропетровськ, «Поліграфіст»,2001р., 190с.

## ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриту публікацію матеріалів по заявці на винахід; рецензію на статтю; реферат, в якому коротко викладений основний зміст рукопису (обсягом до 0,5 стор. тексту); дискету 1,44" з файлом статті (в тому числі рисунків, таблиць тощо). Стаття повинна бути відредагована і підписана всіма авторами із зазначенням дати відправки статті, точної поштової адреси і контактного телефону, e-mail (за наявності).
3. Редакція приймає рукописи у 2-х примірниках обсягом до 7 стор., включаючи літературу, що містить до 10 найменувань. Кількість ілюстрацій і таблиць за площею не повинна перевищувати 30 % від загального обсягу статті. Текст рукопису виконують на комп'ютері в форматі MS Word шрифтом Times New Roman Суг розміром 12 з інтервалом 1; розмір назв рисунків, таблиць і літератури 11. Відступи від краю аркуша до тексту: зверху 25, зліва 20, справа 20, знизу 20, абзацний 10.
4. В заголовку статті (в лівому куті) вказують УДК, рядком нижче (похилим шрифтом) – ініціали та прізвища авторів, їх наукові ступені і вчені звання (звання в недержавних академіях не вказують); назву статті дають по центру рядка (великими буквами прямим жирним шрифтом).
5. Звертаємо увагу авторів, що відповідно до Постанови Президії ВАК України від 15.01.2003 р. №7-05/1 "Про підвищення вимог до фахових видань, внесених до переліків ВАК України" статті повинні мати наступні структурні елементи: постановка проблеми та її зв'язок із важливими науковими чи практичними завданнями; аналіз основних досліджень і публікацій, в яких започатковано розв'язання даної проблеми і на які спирається автор; виділення невирішених раніше частин загальної проблеми, котрим присвячується стаття; формулювання цілей статті; виклад основного матеріалу дослідження з повним обґрунтуванням отриманих наукових результатів; висновки з даного дослідження і перспективи подальших розвідок у даному напрямку.
6. Ілюстративний матеріал виконується за допомогою графічних процесорів або шляхом сканування фотографій чи рисунків, виконаних тушшю. Рисунки, виконані за допомогою вбудованого у Word графічного редактора, не приймаються. Розмір ілюстрацій не більше 18×25 см. Ілюстрацій вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.
7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом. Нумерація формул – по правому краю.
8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис – згідно з вимогами держстандарту (приклади подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.
9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

*Наукове видання*

**ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА**  
Науково-технічний журнал

Випуск 21

Підписано до друку  
Умовн. друк. арк. 12.04  
різогр.

Формат 60×84 1/8

Папір офсетний. Друк

Обл.-вид. арк. 12.5

Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214