

Техніка Будівництва



20, 2007

Техніка Будівництва



Науково-технічний журнал

№20, 2007

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;
Пелюх Ю.К., 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; Хмаара 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 № 37 від 7.02.2003 р.

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

Мова видання: українська і російська

ЗМІСТ

Загальні питання професійної підготовки	4
Смірнов В.М., Підготовка інженерно-педагогічних кадрів для системи профтехосвіти.....	4
Техніка для земляних та дорожніх робіт	7
Пелевін Л.Є., Пристайло.М.О., Вплив лідируючої ріжучої кромки деформатора на процес різання ґрунту	7
Підйомно транспортні машини	10
Заліско І.І., Коваленко С.А., Аналіз конструкцій автомобільних кранів та ефективність їх використання	10
Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії	14
Назаренко І.І., Горіцький К., Климчук в.п., Петров В.Є. Застосування методів подібності і розмірностей при розрахунках параметрів вібросистем.....	14
Богуславський В. Є., Добровольський О.Г., Шаленко О.О., Ланін В.В., Савченко І.С., Вибір параметрів маніпуляторів для монтажу крупногабаритного скла вітрин з урахуванням природних факторів.....	19
Ловейкін В.С. Почка К.І. Результати експериментальних досліджень режимів руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.....	21
Ловейкін В.С. Почка К.І. Побудова фізичної моделі роликової формувальної установки з рекупераційним приводом.....	27
Богуславський В.Є. Шаленко, О.О. Встановлення законів руху удосконаленої центрифуги для формування залізобетонних тіл обертання.....	31
Пентюк Б.М. Параметричний і структурний синтез вібросистем для пресування виробів із дрібнозернистих матеріалів.....	34
Нестеренко М.П. Розрахунок рухомих рам віброплощадок на динамічні навантаження.....	41
Ланець О.С. Один із підходів у створенні високочастотних електромагнітних вібраційних майданчиків для ущільнення бетоносумішей.....	46
Корнійчук Б.В. Вибір та обґрунтування конструктивної схеми віброустановки для формування залізобетонних кілець.....	62
Гаврильченко О.В. Ланець О.С. Гурський В.М. Створення тримасового циркуляційного вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас ..	67
Гарнець В.М. Булавка О.О. Визначення продуктивності процесів при формуванні на бфа	78
Човнюк Ю.В. Особливості вібраційних та віброударних технологічних процесів у пресованих „зв’язаних” структурах порошкових матеріалів.....	80
Басараб В.А., Алгоритм чисельного розрахунку взаємодії робочого органу та середовища ударно-вібраційної машини	89
Технологія і організація будівництва	94
Тугай О.А., Формування інформаційно-аналітичного підґрунтя врахування стохастичних факторів при організації будівництва та шляхи подолання відмов організаційних систем.....	94
Лагутін Г.В., Теоретико-методологічні основи діяльності будівельних освітньо-інжинірингових груп та аналітичні інструменти оцінки їх діяльності на ринку будівельних інвенцій	99
Ісаєнко Ю.В., Система обліку витрат робочого часу в будівництві	102
Воронецький С.С., Ресурн-календарні моделі організації будівництва з інтугрованими елементами семантичних описів	106
Моделювання технологічних процесів	109
Човнюк Ю.В. Метод структурного представлення неперервних лінеаризованих динамічних систем електропривода технічних пристроїв строительной индустрии.....	109
Горда Д.О., Системи інтелектуального контролю й САПР ГСРП	112
Правила підготовки рукописів	114



Загальні питання професійної підготовки

УДК 624.132

В. М. Смірнов

*заслужений працівник освіти України,
лауреат Державної премії в галузі науки та
техніки України, завідувач кафедри КНУБА*

ПІДГОТОВКА ІНЖЕНЕРНО-ПЕДАГОГІЧНИХ КАДРІВ ДЛЯ СИСТЕМИ ПРОФТЕХОСВІТИ

Нові сучасні технології та різноманітність нової техніки у будівельній галузі поставили нові задачі в системі професійно-технічної освіти – підготовка кваліфікованих конкурентно-спроможних на ринку праці робітників та молодших спеціалістів інтегрованих професій, створення організаційно-педагогічних умов ступеневого навчання спеціалістів будівельної механізації.

Для вирішення цих задач в 1999 році на базі Київського Міжрегіонального центру професійно-технічної освіти автомобільного транспорту та будівельної механізації в рамках навчального комплексу „Будівельник” університету наказом Міністерства освіти і науки України був створений експериментальний педагогічний майданчик.

За час співпраці педагогічних колективів університету та Міжрегіонального центру профтехосвіти розроблені типові кваліфікаційні характеристики з інтегрованих професій, нові навчальні плани і програми дисциплін, продовжується спільна робота над навчально-методичним забезпеченням навчально-виховного процесу.

Новий підхід до навчально-виховного процесу ступеневої підготовки фахівців в системі профтехосвіти, процеси входження України до Європейського освітнього простору, створення науково-методичного забезпечення нового покоління, впровадження програмних технологій навчання ставлять нові вимоги до підготовки інженерно-педагогічних кадрів.

Враховуючи успішну співпрацю університету і Міжрегіонального центру профтехосвіти, багаторічний досвід підготовки інженерів-механіків в університеті та попит на інженерів-педагогів у професійно-технічних закладах, технікумах, коледжах Київського регіону, в університеті відкритий в 2002 році напрям підготовки фахівців „Професійна освіта” за профілем підготовки „Виробництво, експлуатація і ремонт підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин та обладнання”.

Навчальний план підготовки бакалаврів і спеціалістів розроблений за модульними принципами у відповідності до кредитів ECTS і включає шість циклів дисциплін:

- дисципліни гуманітарної і економічної підготовки (історія України, українська мова, культурологія, філософія, економічна теорія, етика

та естетика, політологія, правознавство, соціологія, іноземна мова, валеологія, фізичне виховання);

- дисципліни природничо-наукової підготовки (вища математика, фізика, хімія, матеріалознавство та матеріали у машинобудуванні, інформатика та комп'ютерна техніка, теоретична механіка, опір матеріалів, інженерна та комп'ютерна графіка, електротехніка, основи екології, безпека життєдіяльності);

- дисципліни професійної та практичної підготовки за напрямом (вступ до фаху, вікова та педагогічна психологія, психологія, теорія та історія педагогіки, професійна педагогіка, психологія праці, технічні засоби навчання, теорія механізмів і машин; метрологія, стандартизація і управління якістю; деталі машин та основи конструювання, методика професійного навчання; гідро- та пневмоприводи будівельних машин і обладнання; технічні основи будування машин; економіка підприємств та маркетинг; основи охорони праці; риторика);

- дисципліни за вибором навчального закладу (двигуни внутрішнього згоряння; основи автоматизації машин; техногенно-екологічна безпека будівельних матеріалів; ручні машини; проектування конструкцій будівельних машин; основи автоматизації проектування машин);

- дисципліни за вибором студента (психолого-педагогічне забезпечення навчального процесу; професійно-психологічний відбір спеціалістів; психологія педагогічного спілкування; інформаційні технології в машинобудуванні; сервіс будівельної техніки);

- дисципліни підготовки спеціаліста (ділова іноземна мова; системний аналіз технічних конструкцій; менеджмент і маркетинг; педагогіка вищої школи; психологія вищої школи; структурний синтез гідро- та пневмосистем; теорія і практика створення будівельної техніки; охорона праці в галузі; цивільна оборона).

Навчальним планом передбачені дві учбові, виробнича, педагогічна та переддипломна практики.

Перша ступенева підготовка бакалавра завершується комплексним державним іспитом з професійної педагогіки, психології та методики професійного навчання. Після завершення навчання за освітньо-кваліфікаційним рівнем бакалавр присвоюється кваліфікація: молодший інженер-викладач практичного навчання.

Завершується освітньо-кваліфікаційний рівень підготовки спеціаліста державним комплексним іспитом з педагогіки вищої школи, психології вищої школи, методики професійного навчання та захистом дипломного проекту. Після закінчення навчання присвоюється кваліфікація: інженер-механік-викладач.

Для забезпечення підготовки фахівців цієї спеціальності в університеті створена кафедра основ професійного навчання, де працюють 19

викладачі і 7 працівників учбово-допоміжного складу. Серед викладачів – 4 професори, 9 доцентів, 1 старший викладач, 5 асистентів.

На кафедрі викладаються 24 навчальні дисципліни, з них: 12 дисциплін психолого-педагогічного циклу і 12 дисциплін інженерного циклу.

У складі кафедри чотири спеціалізовані лабораторії: деталей машин; матеріало-знавства; термічної обробки металів; зварювання металів; кабінет теорії механізмів і машин; учбово-методичний кабінет; науково-дослідна лабораторія; комп'ютерний клас.

Практично всі дисципліни, які викладаються на кафедрі, забезпечені підручниками, навчальними посібниками, конспектами лекцій, методичними розробками. За п'ять років існування кафедри її співробітниками видано: 2 підручника, 33 навчальних посібника, 2 довідника, 2 конспекти лекцій, 52 методичних вказівок.

Практична підготовка студентів на кафедрі забезпечується проведенням практик: учбових на I і II курсах, виробничої на III курсі та педагогічної на IV курсі.

Базою учбових і педагогічних практик є Міжрегіональний центр професійно-технічної освіти автомобільного транспорту та будівельної механізації. Студенти після закінчення учбових практик отримують свідоцтва про присвоєння робітничих професій «Слюсар по ремонту будівельно-дорожніх машин» або «Машиніст компресорної установки». Педагогічну практику студенти проходять за двома напрямками: як майстер виробничого навчання та як викладач загально-технічних або спеціальних дисциплін.

Виробничу практику студенти III курсу проходять на підприємствах ВАТ «Будмеханізація» холдингової компанії «Київміськбуд»: управління баштових кранів; управління спеціальних машин; спеціалізоване будівельно-монтажне управління; управління спеціальних машин № 2. Під час проходження практики студенти ознайомлюються із структурою підприємств, з парком підйомно-транспортних, будівельних, дорожніх, меліоративних машин та обладнання, їх експлуатацією та видами ремонту.

Кафедра має діючі угоди про спільну науково-навчальну і методичну діяльність з Міжрегіональним центром професійно-технічної освіти автомобільного транспорту та будівельної механізації, з учбовим центром управління баштових кранів, підтримує тісні творчі зв'язки з підприємствами ВАТ «Будмеханізація», з навчальними закладами I-II рівня акредитації.

В рамках обміну науково-технічною і навчально-методичною інформацією, спільній участі в наукових конференціях і семінарах підтримуються постійні зв'язки з вищими навчальними закладами: Українською інженерно-педагогічною академією (м. Харків), Міжнародним інститутом незалежних педагогічних випробувань (С-Петербург, Росія), Республіканським інститутом професійної освіти (Мінськ, Беларусь),

Мюнхенським центром автомобільного транспорту (Німеччина).

Завдяки своїм фаховим знанням, умінням та навичкам фахівці спеціальності підготовлені до роботи за такими видами діяльності: педагогічної, організаційно-керівної та професійно-інженерної.

Інженер-педагог може працювати в професійних училищах, в професійних ліцеях і коледжах, технікумах, в міжшкільних та галузевих навчально-виробничих комбінатах, у відділах технічного навчання виробництва, у вузах, в установках підвищення кваліфікації. Разом з тим він може працювати і не інженерних посадах в галузях виробництва, експлуатації та ремонту будівельних машин і обладнання підприємств будівельної техніки.

16 травня 2006 року в університеті відбулось засідання відділення педагогіки і психології професійно-технічної освіти Академії педагогічних наук України, на якому слухалось питання «Про наступність у підготовці фахівців будівельної механізації в Міжрегіональному центрі профтехосвіти та Київському національному університеті будівництва і архітектури».

В обговоренні взяли участь доктор педагогічних наук, академік АПН України, професор Ничкало Н.Г., ректор КНУБА, доктор технічних наук член-кореспондент АПН України, професор Тугай А.М., перший проректор КНУБА, доктор технічних наук, член-кореспондент АПН України, професор Баженов В.А., завідувач кафедри основ професійного навчання, декан факультету, кандидат технічних наук, професор Смірнов В.М., директор Міжрегіонального центру професійно-технічної освіти автомобільного транспорту та будівельної механізації, кандидат педагогічних наук, доцент Коваленко В.М., директор Українсько-німецького будівельного центру дипломований інженер Торальф Вайзе, доктор технічних наук, член-кореспондент АПН України, професор Биков В.Ю., доктор педагогічних наук, професор Побірченко Н.А., директор Київського промислово-економічного коледжу Національного університету авіації, кандидат педагогічних наук, член-кореспондент АПН України, доцент Анненков В.П., директор Навчально-наукового центру професійно-технічної освіти АПН України Гоменюк Д.В., директор Департаменту професійно-технічної освіти Міністерства освіти і науки України, доктор педагогічних наук Десятов Т.М., доктор технічних наук, академік АПН України, професор Зінковський Ю.Ф.

В рішенні відділення було відмічено наступне: схвалити досвід взаємодії Міжрегіонального центру профтехосвіти і кафедри основ професійного навчання; схвалити досвід кафедри основ професійного навчання з науково-методичного забезпечення підготовки бакалаврів за напрямком «Професійна освіта»; просити Президію АПН України відзначити працівників кафедри основ професійного навчання та Міжрегіонального центру профтехосвіти



автомобільного транспорту та будівельної механізації; опублікувати матеріали засідання відділення в газетах «Освіта України», «Педагогічна газета», журналі «Професійно-технічна освіта».

Техніка для земляних та дорожніх робіт

УДК 624. 879

Пелевін Л.Є. к. т. н., проф.

Пристаїло М.О.

Київський національний університет
будівництва і архітектури**ВПЛИВ ЛІДИРУЮЧОЇ РІЖУЧОЇ КРОМКИ
ДЕФОРМАТОРА НА ПРОЦЕС РІЗАННЯ
ГРУНТУ**

АНОТАЦІЯ. В статті показано, що за допомогою лідируючої ріжучої кромки деформатора можливо зменшити силу для подолання опору гранта різанню

АНОТАЦІЯ. В данной статье показано, что *посредством* лидирующей режущей кромки, деформатора возможно уменьшить силу *которая* нужна для преодоления сопротивления грунта резке

SUMMARY. It is shown in the given article, that *by means* leading cutting edge, possibly to decrease force *which is* needed for overcoming of resistance of soil to cutting

Вступ.

Руйнування ґрунтів різанням – одна із основних технологічних операцій при проведенні земляних робіт у будівництві. Результати досліджень процесу різання ґрунтів дають важливі вихідні дані для удосконалення існуючих і створення нових робочих органів землерийних машин.

В процесі різання ґрунтів клиноподібними робочими органами відокремлення ґрунтової стружки супроводжується коливанням дотичної складової сили різання. На цю особливість звернув увагу Ветров Ю.А., який охарактеризував стружкоутворення на глинистих ґрунтах як таке, що супроводжується створенням зливної, ступеневої, елементної стружки та стружки відриву [1]. Для кожного з цих утворень характерне конкретне співвідношення глибини (іноді і ширини) зрізу та кута різання. Якщо ж змінним лише один параметр то це впливає головним чином на форму і структуру елементів стружки.

В зв'язку з цим велике практичне значення має дослідження процесу різання ґрунту просторово орієнтованими деформаторами. Сила різання ґрунту простим гострим ножом $P_{\text{заг}}$ (деформатором) [1] визначається залежністю:

$$P_{\text{заг}} = D_{\text{на}} + D_{\text{бі}} + D_{\text{бі.сд}}, \quad (1)$$

де $P_{\text{св}}$ сила для подолання опору ґрунту руйнуванню передньою гранню деформатора, $P_{\text{бок}}$ - сила для подолання опору ґрунту руйнуванню в бокових прорізах, $P_{\text{бок.зр}}$ - сила для подолання опору ґрунту руйнуванню боковими ребрами біля дна прорізу.

Експериментально доведено [2], що в процесі різання також має місце четверта сила $P_{\text{р.к}}$, яка діє в області передньої ріжучої кромки ножа, тоді загальна сила буде:

$$P_{\text{заг}} = D_{\text{на}} + D_{\text{бі}} + D_{\text{бі.сд}} + P_{\text{р.к}} \quad (2)$$

На дослідних графіках добре помітно відставання Δ піків кривої, що відображає силу опору в області лобової грані від піків кривої, яка відображає силу опору в області ріжучої кромки (рис .1).

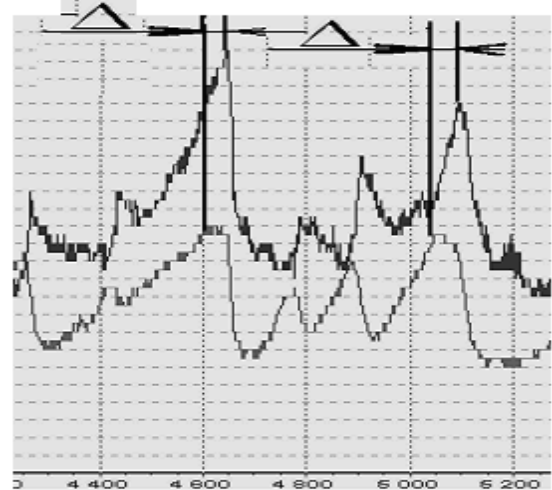
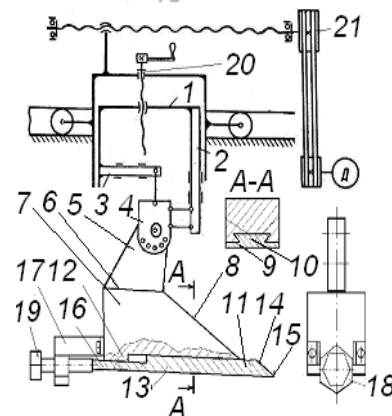


Рисунок 1- Графіки дослідів різання моделі ґрунту

Є підстави вважати, що на різальній кромці відбувається попереднє сколювання ґрунту, утворюючи в ньому лідируючі тріщини. Можна припустити, що, чим більше лідирує ріжуча кромка по відношенню до лобової площини ножа, тим ліпше елементи ґрунту будуть сколюватись від масиву, а не зминатися, що значно зменшить енергоємність процесу різання ґрунту.

Мета і постановка задачі.

Дослідження впливу лідируючої ріжучої кромки деформатора на процес різання ґрунту, для створення нових ефективних робочих органів.

Виклад основного матеріалу.

Дослідження проводились на динамометричному стенді реєстрації зусиль різання [3].

Стенд (рис.2) складається з рами 1, на якій через тензометричні балочки 2 і 3 закріплено

Рисунок 2 - Схема вимірального стенду

утримувач 4, в якому встановлено за допомогою провухини 5 деформатор 6. До провухини 5 прикріплено клиноподібний корпус 7, що має лобову поверхню 8 та нижню поверхню 9. Нижня поверхня має вигляд пазу “ластівчин хвіст” 10, в який вставлена підрізаюча пластина 11, що зверху має виступ “ластівчин хвіст”, обмежувальний упор 12 нижньої поверхні 9. Підрізаюча пластина 11 має нижню поверхню 13 та передню похилу поверхню 14, що на перетині утворюють лідируючу ріжучу кромку 15, а в задній частині пластини 11 виготовлено сходинку 16, яка верхньою частиною має можливість впирається в упор 12, а нижня частина має можливість виходити за задній габарит корпусу 7. В задній частині корпусу 7 прикріплений П – подібний утримувач 17, який стійками прикріплений до корпусу 7, а в перекладині має гайку 17. В гайку вкручується болт 18 впираючись в нижню частину сходинки 16 висуваючи в перед пластину 11 з ріжучою кромкою 15. При взаємодії з ґрунтом тензобалочки 2 та 3 реєструють загальну нормальну та дотичну складові сили різання. Рама 1 має механізм підйому–опускання 20 і механізм горизонтального переміщення 21. Конструктивні параметри стенда дозволяють різати ґрунт на глибину до 0,15 м при довжині різання 0,7 м із швидкістю 0,05 м/с та кутом різання від 20° до 90°.

Тензометричні датчики включені в плечі тензометричних мостів, з’єднаних з реєструючою апаратурою [4].

Проводилися серії зрізів на моделі ґрунту глибиною від 30 мм до 70 мм з кроком 20 мм. По п’ять зрізів з висуванням ріжучої кромки від 0 до 25 мм з кроком 5 мм (рис. 3).

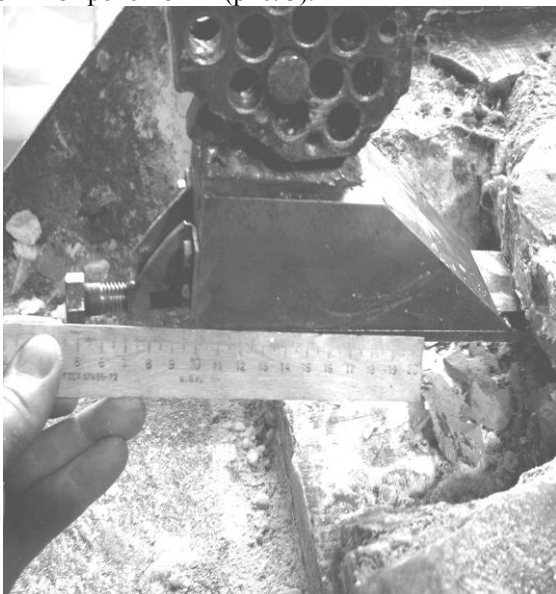


Рисунок 3 – Різання моделі ґрунту на стенді

Обраховавши середні значення отриманих результатів можна представити їх в системі координат (рис. 3).

На иалюнку добре помітно, що при глибині 30 мм сила для подолання опору ґрунту різанню майже не змінюється. Можна зробити припущення, процес відбувається таким чином, внаслідок невеликої різниці між товщиною підрізаючої пластини 11 див. (рис.2) та глибиною різання моделі ґрунту. При глибині 50мм сила для подолання опору ґрунту різанню помітно зменшується при лідируванні ріжучої кромки 10 мм, а мінімального значення набуває при 15 мм лідирування. При глибині 70 мм сила для подолання опору ґрунту

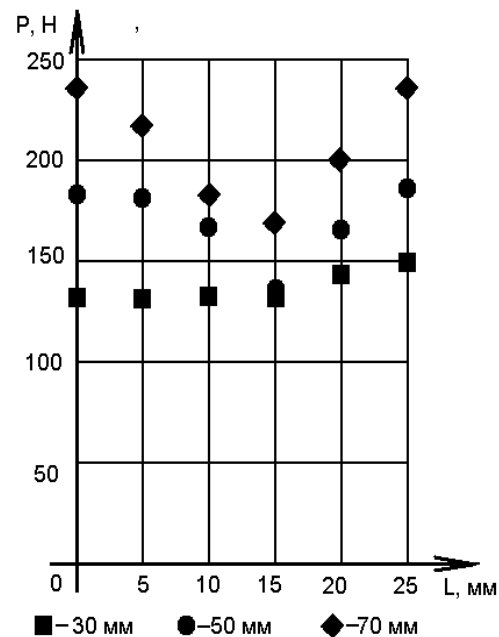


Рисунок 4 – Середні значення отриманих результатів дослідів

різанню помітно зменшується вже при лідируванні ріжучої кромки 5 мм, а мінімального значення набуває при 15 мм лідирування.

В середовищі “MathCAD” за допомогою полінома третього степеня були апроксимовані дослідні значення, отримана математична функція для визначення сили P_i яка потрібна для подолання опору ґрунту руйнуванню враховуючи лідирування ріжучої кроки деформатора,

$$P_i = P_0(1 - 1.6 \cdot 10^{-3} x - 1.7 \cdot 10^{-3} x^2 + 7.5 \cdot 10^{-5} x^3)$$

Де, x – довжина лідирування ріжучої кромки деформатора,

P_0 – середня сила різання ґрунту простим гострим ножем.

На базі отриманих експериментальних даних був розроблений “зуб для руйнування мерзлих ґрунтів” [5], в якого ріжуча кромка 1 лідирує по відношенню до лобової поверхні 2 (рис. 5).

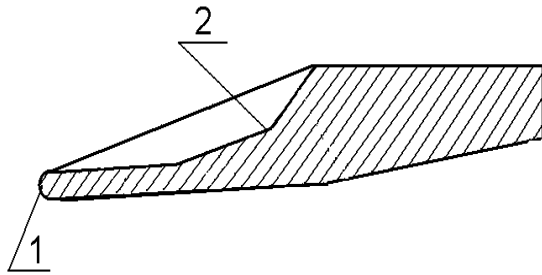


Рисунок 5 – Зуб для руйнування мерзлих ґрунтів

Висновок. Лідуюча ріжуча кромка деформатора в процесі різання ґрунту, дає значне зменшення сили яка потрібна для подолання опору ґрунту різанню. На основі отриманих даних можна конструювати нові робочі органи землерийних машин.

Література

1. *Ветров Ю.А.* “Резание ґрунтов землеройными машинами”, “Машиностроение” М.,1971.
 2. *Пелевін Л.С., Пристайло М. О., Пристайло Т. Ю.* Розподілення навантаження на елементи деформатора під час різання ґрунту // Гірничі будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2006.- № 66.
 3. *Патент України №9931* Стенд реєстрації зусиль різання // Пелевін Л.С., Пристайло М. О., Пристайло Т. Ю. – Опубл.17.10.2005 р.
 4. *Пелевін Л.С., Пристайло М. О., Пристайло Т. Ю.* Удосконалення реєстрації складових сил різання в лабораторних умовах // Гірничі будівельні, дорожні та меліоративні машини, 2005.- № 65.
- Патент України №9931* Зуб для руйнування мерзлих ґрунтів // Пелевін Л.С., Пристайло М. О., Пристайло Т. Ю. – Опубл. 15.03.2006 р

Підйомно транспортні машини

УДК.629.114

I.I. Заліско, інж., ВАТ Дрогобичский автокрановий завод С.А. Коваленко, інж., ВАТ Дрогобичский автокрановий завод

АНАЛІЗ КОНСТРУКЦІЙ АВТОМОБІЛЬНИХ КРАНІВ ТА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ

Актуальність проблеми. Сучасний розвиток будівництва в Україні висуває нові вимоги до машини обладнання, які б забезпечили високу надійність, продуктивність та цілу низку економічних і ергономічних вимог. В значній мірі це стосується автомобільних кранів, потреба в яких зростає з кожним роком. Тому пошук рішень у напрямку вдосконалення конструкцій, виявлення потенційних можливостей існуючих конструкцій, розробки систем діагностування, підвищення продуктивності і ефективності є задачею актуальною.

Аналіз конструкцій. За структурною схемою (рис. 1) автомобільний кран має дві основні складові частини – неповоротну та поворотну.



Рис. 1. Структурна схема автокрана

Класифікаційними ознаками автокранів є: вантажопідйомність, вид ходового пристрою, тип приводу, конструкція стріли, застосуванням у відповідних кліматичних умовах (рис. 2).

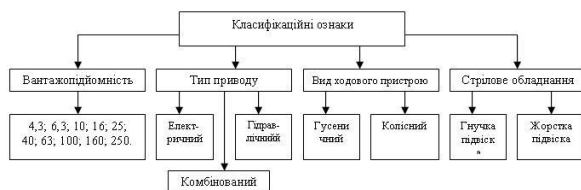


Рис. 2. Класифікація автокранів

Виходячи із структурної схеми та класифікаційних ознак автокранів, можна сформулювати основні напрямки вдосконалення конструкцій автокранів, підвищення їх надійності та ефективності використання:

- вдосконалення методів розрахунку основних параметрів робочого процесу;
- прогнозування ресурсу металевих конструкцій;
- методи підвищення довговічності опорно-поворотних пристроїв;

- застосування ефективних і надійних матеріалів для виготовлення конструкцій;
- підвищення несучої здатності обладнання телескопічних стріл;
- вдосконалення методів і засобів діагностування робочих параметрів;
- вдосконалення конструктивних елементів;
- надійність гідроприводів, вдосконалення деталей їх конструкцій та гідросистем в цілому;
- випробування деталей на діагностичних стендах.

Розглянемо ці напрямки, їх стан і перспективи розвитку у порядку, що сформульовані вище.

З моменту створення кранів, методам їх розрахунку приділялася значна увага [1-10]. Передумовою розрахунків конструктивних і технологічних кранів являються режими роботи і розрахункові умови навантаження [5,7]. Основні структурні елементи послідовності розрахунку кранів можна представити відповідною схемою (рис. 3).



Рис. 3. Структурна схема послідовності розрахунку автокранів

Режим роботи крана визначається двома показниками клас використання в залежності від часу роботи механізму T і класом навантаження в залежності від коефіцієнта навантаження K . Загальний час роботи механізму (розгін, сталий рух, гальмування) являється його машинним часом $T_{\text{маш}}$:

$$T_{\text{маш}} = t_c n_{\text{дн}} t_p, \quad (1)$$

де t_c – середнедобовий час роботи механізму (його робоча дія);

$n_{\text{дн}}$ – число робочих днів на протязі року;

t_p – термін роботи механізму в роках до відповідного ремонту або до списання.

Коефіцієнт навантаження визначається за формулою [7]:



$$K = \sum \left(\frac{F_i}{F_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (2)$$

де F_i – навантаження (сила, момент), що діє на механізм за період часу t_i ;

F_{\max} – максимальне навантаження, що діє на механізм за період його роботи;

$\sum t_i$ – сумарний час дії навантаження на механізм.

Навантаження F_i, F_{\max} визначають для кінцевого кільця кінематичного ланцюга механізму (канатний барабан, ходове колесо, відоме зубчасте колесо механізму повороту) з урахуванням всіх чинників, в тому числі і процеси несталого руху.

В механізмах підйому вантажу в якості навантаження F_{\max} враховуються вага вантажів, яка має бути менше номінальної вантажопідйомності і ваги вантажозахватних органів; в механізмах зміни вильоту стріли – навантаження від ваги стріли і елементів, що переміщуються разом з нею, сили опору від тертя в опорних елементах, вітрове навантаження, що визначаються за різними вильотами стріли; в механізмах повороту – моменти, що створюються двигунами в періоду розгону і гальмування, моменти опору обертанню в опорно-поворотних кругах від сил тертя, у виносних опорних – вагу від дії всіх навантажень.

У якості F_{\max} приймаються максимальні сумарні навантаження в найбільш складних умовах роботи механізму.

Коефіцієнт навантаження визначається розрахунковим шляхом і як слідує із класифікаційних ознак різних видів навантаження для різних механізмів його величина в значній мірі залежить від прийнятого підходу до уяви фізичних аспектів навантаження та моделі розрахунку (див. рис. 3). Необхідно відмітити, що коефіцієнт K коливається в доволі широких межах (0,125 – 1,000) [7], величина якого визначається класом навантаження за держстандартом. Коефіцієнт навантаження K_n також може визначатися розрахунковим шляхом за формулою, що має структурну формулу подібну до (2):

$$K_n = \sum \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{\text{ном}}} \right)^3 \frac{C_i}{\sum C_i} \right], \quad (3)$$

де Q_i – вага вантажу, що переміщується краном з числом циклів C_i ; $Q_{\text{ном}}$ – номінальна вантажопідйомність крана; $\sum C_i$ – загальне

число циклів роботи автокрана за термін його роботи.

Виходячи із формули (3), клас навантаження залежить від розподілу вантажів, що переміщується краном відносно номінальної вантажопідйомності за термін його роботи. Стає очевидним, що подальший розрахунок інших параметрів (див. рис. 3) визначеннями сили навантажень, що обумовлюється прийнятими умовами роботи та моделюванням реальних навантажень. Існує низка робіт [2,3,6,7,8,10] для розрахунку металокопункцій, стрілового обладнання та гідроприводу кранів.

Металеві конструкції автокранів, як правило, працюють в режимі випадкового навантаження і здатні до накопичення втомлювальних пошкоджень в процесі експлуатації. Із загального числа руйнувань, що виникають в процесі експлуатації (крихких, в'язких, втрати місцевої або загальної стійкості, корозії і ін.) частка втомлювальних складає більше 70% [8].

Основним видом втомлювального пошкодження являється утворення і розвиток тріщин. Довговічність при втомлювальному руйнуванні визначається додатком циклічних довготривалостей на стадії накопичення втомлювальних пошкоджень, в результаті яких утворюється видима тріщина, і стадії розвитку тріщини до критичного розміру, при досягненні якого відбувається крихке руйнування. На стадії утворення втомлювальної тріщини виникають дві можливі області накопичення ушкоджень: область багатоциклової і малоциклової втомлювальності.

Руйнування в області багатоциклової втомлювальності супроводжується накопиченням мікроскопічних деформацій, розвитком мікро тріщин до видимих мікро тріщин. Дослідження [8] показують, що число циклів навантаження до появи видимої тріщини (2 – 3 мм) сягає $10^4 - 10^5$, а напруження змінюються в межах круглих деформацій.

Для області багатоциклової втомлювальності характерно накопичення втомлювальних пошкоджень і пластичних деформацій. Це область розташовується $10^3 < N < (10^4 - 10^5)$ циклів навантажень [8]. Руйнування здійснюється при умові повторного пружно-пластичного навантаження. Тому актуальним є дослідження щодо оцінки довговічності в області малоциклової втомлювальності металокопункцій (неповоротної та поворотної частин) кранів пов'язана в основному із створенням конструкцій малої питомої металоемності і збільшенням відносного їхнього навантаження. В запропонованому методі [8] пропонується в знаходженні функції розподілу приведених до симетричного циклу амплітуд навантаження і встановленні вірогідності появи екстремумів вище визначеного рівня, що може



являти собою суперпозицію нормального і експоненціального законів розподілення. Перша крива закону розподілення максимальних амплітуд відображає розподілення максимальних амплітуд робочих циклів крану, а друга – коливання динамічної системи «привід – робочий орган – вантаж».

Таким чином послідовність досліджень у прогнозуванні ресурсу металевих конструкцій полягає в наступному:

- встановлення якісної картини функціонального зв'язку щільності розподілення амплітуд приведених напружень з процесом роботи автокрана;

- отримання рівнянь, що зв'язують параметри щільності розподілу амплітуд для проектуємих автокранів або тих, що знаходяться в експлуатації із кінематичними і динамічними характеристиками;

- в залежності від щільності розподілу приведених амплітуд напружень базового крану здійснюється знаходження щільності розподілу амплітуд проектуємого, модернізуємого або експлуатуємого крану при зміні конструктивних, кінематичних, силових, швидкісних і динамічних параметрів, що виключає необхідність виконання дорогартісних, довготривалих експериментальних досліджень в умовах експлуатації;

- за встановленими характеристиками розподілу амплітуд напружень встановлюється зміна числа пошкоджуючи амплітуд напружень, що відкриває шлях перейти від циклічної довговічності до ресурсу.

Вирішення вище приведених задач стає передумовою для більш чіткого вирішення, щодо наявності тріщини і її впливу на роботоспроможність конструкції, оскільки існуюча система в розрахунках впливу тріщини на міцність і довговічність не розглядає. Більше того, подібні знання вкрай є важливими для прогнозування розвитку тріщини для тої чи іншої конструкції, де є з'єднання у вигляді зварних і розробка методу прогнозування дає можливість визначити дефекти в двох стадіях: стадії утворення тріщини від втомлювальної поведінки зварної конструкції і стадії її розвитку до критичного значення.

Очевидно, що пошук рішення проблеми надійності металоконструкцій автокранів залежить також від застосування високоякісних сталей [10], що дає змогу крім цього і зменшити масу металоконструкції автокрана.

Важлива роль в забезпеченні надійності роботи автокрана належить достатньо коректному розрахунку опорно-поворотного пристрою у частині визначення його напружено-деформованого стану (НДС). Точне знання НДС відкриває можливість вдосконалення конструкцій, зменшення ваги, вибір

оптимального варіанту і т.п. Очевидно, що характер НДС визначається жорсткість конструкції, співвідношенням зовнішніх навантажень (вага вантажу і противаги). Існує декілька методів визначення НДС, серед яких найбільш застосовуваним є метод кінцевих елементів, що був опробований для розрахунку металоконструкцій поворотної рами крана [3]. Не зупиняючись на достовірності прийнятих передумов і допущень щодо методології навантаження та визначення розрахункової схеми необхідно відмітити, що даний метод заслуговує уваги. Так, в наведеній роботі результатом розрахунків встановлено, що в нижньому поясі поворотної рами існують перехідні зони, де зусилля змінюють свій знак, обумовлюючи таким чином велику вірогідність накопичення втомлювальних руйнувань, про що ішла мова в даній статті вище.

Одним із найбільш впливовим і визначальним чинником в роботі автокранів є обладнання телескопічних стріл, оцінка роботи гідроциліндрів та гідроприводу в цілому.

Розрахунок телескопічних стріл є важливим, оскільки вантажопідйомність і маса гідравлічних кранів в значній мірі визначається масою стріли. Вибір же конструкції стріли, як і визначення її маси виключно залежить від вирішення наступних задач: знаходження напружень в небезпечних перерізах, якими є дві сусідні секції, а також визначення місцевої стійкості стінок секцій стріли. Зазвичай при розрахунках загальних напружень телескопічну стрілу як тонкостінну балку із періодично змінною товщиною стінок. Така модель стріли потребує експериментального підтвердження і разом з тим відкривається можливість врахувати зазори між секціями, а також ексцентричне прикладання навантажень, які виникають від гідроциліндрів зміна вильотів або від положення блоків головок стріли. При прийнятих міркуваннях подальша проблема полягає у виборі методу розрахунку, яким як і передбачається в подальших дослідженнях метод кінцевих елементів.

Найбільше проблем виникає при дослідженнях поведінки гідроциліндрів і гідроприводів в цілому. Створена ціла низка методів від експериментальних досліджень в натурних умовах до створення спеціальних діагностичних приборів та випробувальних стендів. В класичній комплектації система діагностування гідроприводів складається із засобів контролю здатності гідроприводу, гідро тестер універсальний із електронним мікропроцесорним прибором, ультразвуковий рідинопошукувач і технології діагностування.

Блок-схема універсального стенда для діагностування автокранів приведена на рис. 4.



Рис. 4. Блок-схема універсального стенда для діагностики кранів

Застосування подібних стендів безумовно дозволяє вирішувати ряд задач: встановлення характеристик гідроприводів, обробка результатів та розробка рекомендацій підвищення ефективності конструктивних та технологічних параметрів автокранів.

Висновки:

1. Виконаний аналіз стану автокранів дозволив сформулювати основні напрямки підвищення їх ефективності.

2. Визначені два напрямки досліджень:

– дослідження надійності опорно-поворотних пристроїв та металоконструкцій в цілому;

– дослідження конструктивних та технологічних параметрів гідроциліндрів і гідроприводів автокранів.

3. Розроблена теорія робочого процесу автокранів на основі застосування дискретних та континуальних моделей.

Література

1. *Абрамович И.И.* Новая режимная классификация кранов и крановых механизмов // *Механизация и автоматизация производства*, 1984, № 12. – с. 19-21
2. *Агароник М.Я. и др.* Исследование местной нагруженности секции телескопических стрел кранов // *Строительные и дорожные машины*, 1989, № 11. – с. 20-22
3. *Андрюченко Н.И. и др.* Расчетная оценка напряженно-деформированного состояния поворотной рамы большегрузного крана // *Строительные и дорожные машины*, 1994, № 6. – с. 17-19
4. *Волков Д.П., Николаев С.Н.* Надежность строительных машин и оборудования. М.: Высш. шк., 1979. – 400 с.
5. *Григорьев Н.И.* Нагрузки кранов. – Л.: Машиностроение. 1964. – 168 с.

6. *Малиновский Е.Ю. и др.* О расчете металлоконструкций строительных и дорожных машин методом конечных элементов // *Строительные и дорожные машины*, 1989, № 3. – с. 21-23
7. *Расчеты крановых механизмов и их деталей.* 3-е изд. ВНИИПТмаш. – М.: Машиностроение, 1971. – 495 с.
8. *Ряхин В.А.* Прогнозирование ресурса металлических конструкций строительных и дорожных машин // *Строительные и дорожные машины*, 1994, № 4. – с.24-27.
9. *Улитенко И.П., Тимин Ю.Ф., Фридман Б.И.* Статистические исследования эксплуатационных нагрузочных режимов автомобильных кранов // *Строительные и дорожные машины*, 1973, № 2. – с. 16-18
10. *Хасилев В.Л., Андриенко Н.Н.* Высококачественные стали, используемые в конструкциях самоходных стреловых кранов // *Строительные и дорожные машины*, 1991, № 12. – с. 13-14.

**Машини і обладнання технологічних процесів будівельної індустрії**

УДК 534

І.І.Назаренко, д.т.н., проф. КНУБА

К.В.Горіцький, В.П.Климчук, В.Є.Петров,

магістри, КНУБА

ЗАСТОСУВАННЯ МЕТОДІВ ПОДІБНОСТІ І РОЗМІРНОСТЕЙ ПРИ РОЗРАХУНКАХ ПАРАМЕТРІВ ВІБРОСИСТЕМ

Актуальність проблем. Застосування методів подібності в теорії вібросистем є потужним методологічним прийомом, що дозволяє ефективно вирішувати задачі по визначенню раціональних параметрів, особливо для систем, де зустрічаються труднощі математичного характеру.[2] В основі методів лежать фізичне моделювання, теорія подібності й теорія розмірностей [1,3,4].

Поняття про подібність фізичних явищ для часткового випадку – руху твердих тіл – було сформульовано ще І. Ньютоном. В 1984 р. із загальних диференціальних рівнянь руху фізичних тіл Ж. Бертраном була виведена перша теорема подібності, а в 1941 р. Е. Букінгемом була доведена друга основна теорема подібності – так названа π -теорема; у працях М.В. Кіричичева й А.А. Гурмана вперше сформульована третя теорема [4].

Теорія подібності практично була застосована вперше в другій половині XIX ст. для рішення задач по визначенню опору руху судна (В. Фруд), при русі рідин у трубах (О. Рейнольдс) і в дослідженнях з аеродинаміки (М.Е. Жуковський) [1].

Аналіз явищ взаємодії твердих тіл з рідинами з позицій теорії подібності й розмірностей найбільш повно проведений Л.І. Седовим, у якій розглянутий ряд задач, у тому числі питання посадки гідролітаків на воду, глісування плоских і килеватих пластин, удар твердого тіла об поверхню рідини.

Стосовно пружно-пластичного деформування твердого тіла в статичній й динамічній задачі моделювання розглянута А.А. Ільющиним, у якій зв'язок між напруженням й деформаціями твердих тіл дано з урахуванням в'язкості, пластичності й впливу температури.

Загальновідомими є критерії, що отримані на основі застосування Теорем подібності:

$$K = \frac{Ft^2}{\rho l^4} = idem$$

$$Ne = \frac{Fl}{mv^2} = idem \quad (1)$$

$$Fr = \frac{v^2}{gl} = idem \quad (2)$$

$$Eu = \frac{P}{\rho v^2} = idem, \quad (3)$$

називаються відповідно критеріями Ньютона, Фруда й Ейлера.

де F – сила, m – маса, l – довжина, V – швидкість, P – потужність, g – прискорення вільного падіння, ρ – щільність,

Розмаїтість форм критеріїв подібності дозволяє скласти деякі критерії так, щоб у них входили тільки задані величини, що визначають однозначність рішення, – фізичні константи матеріалів, параметри системи (розміри, маси, жорсткості й т.п.) і величини, що входять у граничні й початкові умови задачі.

Методика визначення критеріїв подібності. В основі визначення критеріїв оцінки параметрів вібросистем будемо виходити із існуючих величин, що є загальноприйнятими в динаміці механічних систем.

Розмірність похідних одиниць завжди може бути складена у вигляді степеневого одночлена із основних одиниць.

У всіх перетвореннях, що базуються на теорії розмірності, використовується властивість розмірної однорідності фізичних рівнянь, встановлена Фур'є й полягає в тому, що всі члени будь-якого фізичного рівняння мають однакову розмірність.

Визначення виду критеріїв подібності за допомогою аналізу розмірностей, можливо лише за умови, що на підставі вивчення фізичної природи явища вдається встановити повний перелік величин $x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n$, від яких залежить характеристика явищ φ :

$$\varphi = \varphi(x_1, x_2, x_3, x_4, \dots, x_n) \quad (4)$$

Дискретні вібросистеми. Розглянемо рух вібросистеми з однією ступінню вільності, що складається з маси M ($[M] = M$), пружини, жорсткість якої дорівнює C ($[C] = MT^{-2}$), і демпфери з коефіцієнтом опору B ($[B] = MT^{-1}$). Будемо вважати, що на систему діє гармонійна сила

$$Fe^{i\omega t} = ([F] = MLT^{-2}, [\omega] = T^{-1}, [t] = T),$$

а початкові переміщення $x_0 = ([x_0] = L)$ і

швидкість $\dot{x}_0 = ([\dot{x}_0] = LT^{-1})$ задані. У

цьому випадку рівняння виду (4) зв'язує дев'ять величин – переміщення маси x і вісім величин, що перераховані раніше. Як основні величини краще вибрати константи, розмірність яких виражена через розмірність тільки однієї з основних одиниць СІ, якщо такі є. У цьому випадку це x_0, M і ω . Записавши їх

нормальними в правій частині рівняння виду (4), будемо мати:

$$x = x(x_0, M, \omega, C, B, F, \dot{x}_0, t) \quad (5)$$

У відповідності розмірності параметрів (5) будемо мати:

$$\begin{aligned} [x] &= [x_0]^1 [M]^0 [\omega]^0; \\ [C] &= [x_0]^0 [M]^1 [\omega]^2; \\ [B] &= [x_0]^0 [M]^1 [\omega]^1; \\ [F] &= [x_0]^1 [M]^1 [\omega]^2; \\ [\dot{x}_0] &= [x_0]^1 [M]^0 [\omega]^1; \\ [t] &= [x_0]^0 [M]^0 [\omega]^{-1}; \end{aligned} \quad (6)$$

тоді

$$\begin{aligned} \pi &= \frac{x}{x_0}; \quad \pi_1 = \frac{C}{M\omega^2}; \quad \pi_2 = \frac{B}{M\omega}; \\ \pi_3 &= \frac{F}{M\omega^2 x_0}; \quad \pi_4 = \frac{\dot{x}_0}{\omega x_0}; \quad \pi_5 = t \omega \\ \frac{x}{x_0} &= f\left(\frac{C}{M\omega^2}, \frac{B}{M\omega}, \frac{F}{M\omega^2 x_0}, \frac{\dot{x}_0}{\omega x_0}, t \omega\right). \end{aligned} \quad (7)$$

Можливі випадки, коли серед заданих фізичних величин не має трьох, розмірність яких виражена через розмірність тільки однієї з основних одиниць СІ, або вони є, але не дуже зручні для практичного використання. У цьому випадку можна й зручно використати комбінації величин зі складною розмірністю, що дають просту розмірність. Наприклад, у приведеному раніше випадку можна як основні величини використати комбінації М, С і F, що приводять до простої розмірності а саме:

$$M, \omega_0 = C^{1/2} M^{-1/2} ([\omega_0] = T^{-1}) \text{ и } x_{CT} = FC^{-1} ([x_{CT}] = L). \quad (9)$$

Тоді замість (5) буде:

$$x = x(x_{CT}, M, \omega_0, \omega, B, x_0, \dot{x}_0, t). \quad (10)$$

так що, виконуючи всі дії аналогічно (6) і (7), одержуємо замість (8)

$$\frac{x}{x_{CT}} = f_1\left(\frac{\omega}{\omega_0}, \frac{B}{M\omega_0}, \frac{x_0}{x_{CT}}, \frac{\dot{x}_0}{\omega_0 x_{CT}}, t \omega_0\right), \quad (11)$$

Зрозуміло, що застосовуючи позначення (9), можна від (8) прямо перейти до (11), В (8), (11) і в будь-які інші рівняння входять два види безрозмірних комбінацій - складені із двох однойменних величин, які називаються *симплексами*, а складені із декількох величин різної розмірності, називаються *комплексами*.

Інший спосіб визначення виду критеріїв подібності, називається *способом Релея*, який широко застосовується на практиці. Він складається із подання залежності (4) у виді ступеневого

одночлена, у якому змінні x_1, \dots, x_n представляються у невизначених ступенях з наступним уточненням цих ступенів на основі властивості розмірностей однорідності. Стосовно (10) за способом Релея будуть мати такий вигляд:

$$x = x_{CT}^{Z_1} M^{Z_2} \omega^{Z_3} \omega_0^{Z_4} B^{Z_5} x_0^{Z_6} \dot{x}_0^{Z_7} t^{Z_8} \quad (12)$$

підставляючи розмірності лівих і правих частин, одержуємо:

$$L^1 = L^{Z_1+Z_6+Z_7} M^{Z_2+Z_5} T^{-Z_3-Z_4-Z_5-Z_7+Z_8}, \quad (13)$$

тобто за властивостями розмірної однорідності:

$$\begin{aligned} Z_1 + Z_6 + Z_7 &= 1; \quad Z_2 + Z_5 = \\ &= 0; \quad Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_7 - Z_8 = 0, \end{aligned} \quad (14)$$

Виражаючи показники ступеня Z_1, Z_2, Z_3 основних величин через інші:

$$\left. \begin{aligned} Z_1 &= 1 - Z_6 - Z_7; \quad Z_2 = -Z_5; \\ Z_3 &= Z_8 - Z_4 - Z_5 - Z_7, \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

підставляючи (15) в (12) і групуючи члени з однаковим показником ступеня, одержуємо:

$$x = x_{CT} \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^{Z_4} \left(\frac{B}{M\omega_0}\right)^{Z_5} \left(\frac{x_0}{x_{CT}}\right)^{Z_6} \left(\frac{\dot{x}_0}{\omega x_{CT}}\right)^{Z_7} (\omega_0 t)^{Z_8} \quad (16)$$

т. е. у повній відповідності з (4.37)

$$\frac{x}{x_{CT}} = f_1\left(\frac{\omega}{\omega_0}, \frac{B}{M\omega_0}, \frac{x_0}{x_{CT}}, \frac{\dot{x}_0}{\omega x_{CT}}, t \omega_0\right), \quad (17)$$

Надалі функція f_1 не обов'язково повинна мати вигляд ступеневого одночлена (16).

Відмітим, нарешті, що властивість розмірної однорідності, сформульована в теорії розмірностей, використовується також і при наявності суворого математичного опису досліджуваного явища для приведення диференціальних рівнянь, граничних і початкових умов до критеріальної форми. Спосіб такого приведення покажемо до розглянутого раніше прикладу. Диференціальне рівняння руху маси

$$M\ddot{x} + B\dot{x} + Cx = Fe^{i\omega t} \quad (18)$$

і початкові умови

$$x(0) = x_0 \text{ и } \dot{x}(0) = \dot{x}_0 \quad (19)$$

містять ті ж дев'ять величин, що й рівність (5).

Введемо безрозмірні величини, позначивши їх знаком \sim :

$$\begin{aligned} x &= L\tilde{x}; \quad x_0 = Lx_0; \quad \dot{x}_0 = LT^{-1}\dot{\tilde{x}}_0; \quad \omega = \\ &= T^{-1}\tilde{\omega}; \quad t = T\tilde{t}, \end{aligned} \quad (20)$$

де L, T- деякі розмірні множники, зв'язок яких з параметрами системи (18) встановимо надалі.

Підставляючи (20) в (18), одержуємо:

$$\frac{ML}{T^2} \ddot{\tilde{x}} + \frac{BL}{T} \dot{\tilde{x}} + CL\tilde{x} = Fe^{i\tilde{\omega}\tilde{t}}. \quad (21)$$

Для того щоб привести рівняння до безрозмірної форми, розділимо всі члени на один з розмірних коефіцієнтів, наприклад на CL :

$$\frac{M}{CT^2} \ddot{\tilde{x}} + \frac{B}{CT} \dot{\tilde{x}} + \tilde{x} = \frac{F}{CL} e^{i\tilde{\omega}t}. \quad (22)$$

Величини T і L можна представляти таким чином, щоб максимально спростити це рівняння, наприклад, прийняти, що:

$$T^2 = \frac{M}{C} = \frac{1}{\omega_0^2}; \quad L = \frac{F}{C} = x_{CT}. \quad (23)$$

Крім цього, позначивши:

$$\frac{B\omega_0}{C} = \frac{B}{M\omega_0} = \gamma \quad (24)$$

можна написати замість (18) і (19) рівняння руху одиничної вібросистеми:

$$\left. \begin{aligned} \ddot{\tilde{x}} + \gamma \dot{\tilde{x}} + \tilde{x} &= e^{i\tilde{\omega}t}; \\ \tilde{x}(0) &= \tilde{x}_0; \quad \dot{\tilde{x}}(0) = \dot{\tilde{x}}_0, \end{aligned} \right\} \quad (25)$$

де

$$\left. \begin{aligned} \tilde{x} &= \frac{x}{x_{CT}}; \quad \tilde{x}_0 = \frac{x_0}{x_{CT}}; \quad \dot{\tilde{x}}_0 = \frac{\dot{x}_0}{x_{CT}\omega_0}; \\ \tilde{\omega} &= \frac{\omega}{\omega_0}; \quad \tilde{t} = t\omega_0. \end{aligned} \right\} \quad (26)$$

Таким чином, задача зведена до тих же безрозмірних критеріїв, що й в (11). Це підтверджує висловлене міркування про те, що якщо на основі вивчення фізичної природи явища вдається виявити повний перелік величин, від яких залежить характеристика явища, що цікавить дослідника, то теорія розмірностей дозволяє встановити вид критеріїв подібності й тим самим забезпечити вірогідність моделювання явищ, що не мають суворого математичного опису. Однак, необхідно мати на увазі, що при цьому завжди залишається сумнів у повноті переліку величин, особливо якщо цей перелік отриманий у результаті дослідів на моделі, так як на моделі може й не виявитися вплив ряду величин, які є досить істотними або навіть основними в натуральному об'єкті. Тому суворі методи теорії подібності варто використати у всіх випадках, коли це тільки можливо.

Методологія визначення виду критеріїв для нелінійних, наприклад віброударних систем, аналогічна наведеному підходу (20)-(27) з тією лише різницею, що вводяться додаткові параметри системи (жорсткості обмежників коливальних, зазори й т.п.). У силу цього з'являються додаткові критерії й комплекси (співвідношення жорсткостей, зазорів до напіврозмаху й т.п.).

Континуальні вібросистеми. Застосування методів подібності для дослідження коливальних або вивчення поширення хвиль у континуальних системах) ефективно в стрижнях, сумішах і т.п., де ці хвилі є впливовими.

Розглянемо у якості прикладу рівняння лінійної динамічної теорії пружності, записавши одне з рівнянь Ляме:

$$\rho \frac{\partial^2 \omega}{\partial t^2} = (\lambda + \mu) \frac{\partial \theta}{\partial z} + \mu \Delta \omega + Z, \quad (27)$$

одне з умов на поверхні:

$$\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial x} \right) \ell + \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial \omega}{\partial y} \right) m + \left(\lambda \theta + 2\mu \frac{\partial \omega}{\partial z} \right) n = Z_v, \quad (28)$$

і одне з виразів, що зв'язують деформації з напруженнями:

$$\ell_{xy} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) = \frac{X_y}{2\mu}, \quad (29)$$

і маючи на увазі, що рівняння нерозривності тотожні при будь-якому виборі масштабів.

В (25-29) прийняті наступні позначення:

$$\lambda = \frac{E\sigma}{(1-2\sigma)(1+\sigma)}; \quad \mu = \frac{E}{2(1+\sigma)} \quad \text{— постійні} \quad (30)$$

Ляме ;

$$\theta = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial \omega}{\partial z} \quad \text{— об'ємна деформація;}$$

L, m, n — напрямні косинуси кутів, що утворені між нормаллю v до поверхні тіла й осями координат відповідно x, y, z ; z — проекція об'ємних сил на вісь z ; z_v — проекція на вісь z поверхневих сил, що діють на площадці з нормаллю v ; ℓ_{xy}, x_y — компоненти деформації й напруження в напрямку осі x по площадці, нормальної до осі y . Інші позначення такі ж, як і раніше.

Підставляючи для визначеності

$$Z = \rho g + \rho \dot{\omega}_0 \quad (31)$$

і приводячи (27) до безрозмірного виду, одержуємо критерій подібності

$$\frac{\lambda}{\mu} = idem \quad \text{или} \quad \sigma = idem, \quad (32)$$

Далі з урахуванням (30) одержуємо:

$$K^2 = \frac{ET^2}{\rho L^2} = idem \quad \text{или} \quad T = KL \sqrt{\frac{\rho}{E}}; \quad (33)$$

$$Fr = \frac{gT^2}{L} = idem \quad \text{или} \quad \frac{g\rho L}{E} idem; \quad (34)$$

$$\frac{\ddot{\omega}_0 T^2}{L} = idem \quad \text{или} \quad \frac{\ddot{W}_{0\rho} L}{E} = idem. \quad (35)$$

Приводячи (28) і аналогічні рівняння на поверхні до безрозмірного виду, одержуємо з урахуванням (30):

$$\frac{X_v}{E} = \frac{Y_v}{E} = \frac{Z_v}{E} = idem. \quad (36)$$

Нарешті, якщо пружне тіло складається з різномірних матеріалів, то, виписуючи умови спільності

деформацій і рівноваги елементів на границі розділення двох середовищ із використанням рівностей типу (29), одержуємо (підрядкові індекси відносяться до матеріалів із різних сторін від границі):

$$\frac{E_1}{E_2} = idem, \quad (37)$$

а із врахуванням того, що в (33) масштаби L й T постійні для всіх областей моделі:

$$\sqrt{\frac{E_1 \rho_2}{\rho_1 E_1}} = idem,$$

тобто з врахуванням (37)

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = idem. \quad (38)$$

Отже, існує принципова можливість створення моделі, що задовольняє одночасно критерію Фруда й іншим критеріям. Для цього необхідно, щоб відношення швидкостей хвиль стискування в матеріалах моделі й оригіналу були пропорційно кореню із лінійного масштабу, тобто

$$\frac{E}{\rho L} = idem. \quad (39)$$

Таким чином, для забезпечення подібності явищ у моделі лінійно-деформованого пружного тіла й для реального тіла необхідно і достатньо забезпечити геометричну подібність, подоба умов на поверхні (36) (маючи на увазі, що якщо за умовою задачі на поверхні задані переміщення або деформації, та їхня подібність входить в умови геометричної подібності) і початкових умов, рівність коефіцієнтів Пуассона матеріалів моделі й оригіналу, зміна масштабу часу пропорційно лінійному масштабу й обернено пропорційно відношенню швидкостей поширення хвиль стискування в матеріалах моделі й природи, збереження відносини між модулями пружності й густині різнорідних матеріалів згідно (37) і (38) і, нарешті, подібність заданих прискорень згідно (35), якщо рух тіла відбувається в неінерціальній системі координат.

Моделювання вібраційного процесу ущільнення середовища. Задача формулюється наступним чином. Задано вібраційну систему з параметрами: амплітуда x_0 і частота ω вібродії; маса m частинок суміші, що має щільність ρ і середній розмір r , має середню швидкість v відносно віброуючого робочого органу; сила тертя F_{TP} , що виникає між частинками при коливаннях, пропорційна квадрату лінійного розміру.

Необхідно визначити значення деякої сукупності параметрів вібросистеми, які забезпечують найбільше значення коефіцієнта ущільнення сипкого середовища при обмежених значеннях питомої робота \bar{A} и питомої потужності \bar{P} :

$$\bar{A} = \frac{1}{2} x_0^2 \omega^2; \quad \bar{P} = \frac{1}{A\pi} x_0^2 \omega^3 \quad (40)$$

Вихідним параметром є коефіцієнт ущільнення

$$K_y = \frac{\rho - \rho_0}{\rho} 100\% = \rho_c \quad (41)$$

Таким чином, загальна функціональна залежність має вигляд

$$\rho_c = f(m_c, r, x_0 \omega, F_{TP}, t, g, \bar{A}, \bar{P}) \quad (42)$$

Застосовуючи метод розмірностей, одержуємо:

$$\rho_c = f\left(\frac{F_{TP}}{m x_0 \omega^2}; \frac{v}{x_0 \omega}; \omega t; \frac{x_0 \omega^2}{g}; x_c^2 \omega_c^2; x_c \omega_c^3\right) \quad (43)$$

Тут $F_{mp}/m_c x_0 \omega^2$ и $v/\alpha \omega$ характеризують

опір відповідно сил і швидкостей; інші параметри є обмежувальними.

Очевидно,

$$F_c = \frac{F_{TP}}{m x_0 \omega^2} = \frac{\mu r^2}{k \rho r^2 x_0 \omega^3} = \frac{\mu_1}{\rho r \omega v}, \quad \mu_1 = \frac{\mu}{k}, \quad k = \frac{4}{3} \pi, \quad (44)$$

тобто відношення сили тертя (μ - коефіцієнт пропорційності) до вібраційної сили, що діє на частинку m , обернено пропорційне щільності середовища ρ , амплітуді швидкості збудження v розміру частинки r і частоті ω .

Мірою ефективності процесу може бути прийняте відношення

$$K_v = \frac{U}{V} = \frac{U F_c \rho r \omega}{\mu} \quad (45)$$

Звідси:

$$\text{при } U = v \quad K_v = 1, \quad F_c = 0 (F_{TP} = 0);$$

$$\text{при } U = 0 \quad K_v = 0, \quad F_c = 1 (F_{TP} = m x_0 \omega^2);$$

$$\text{при } \frac{U F_{cp} \rho}{\mu} = const = C, \quad K_v = cr \omega.$$

Отже, для досягнення однакової ефективності віброування при зменшенні розміру частинок заповнювача необхідно підвищити частоту коливання ω .

Цікаво зіставити силу тертя з вагою частинки

$$\frac{F_{TP}}{mg} = \frac{\mu r^2}{mg} = \frac{\mu r^2}{k \rho r^3 g} = \frac{\mu_1}{\rho g r},$$

тобто відношення сил тертя, що діють на частинку, до її ваги обернено пропорційне щільності ρ і розміру частинок r .

Зіставлення сили інерції й ваги частинки

$$\frac{m x_0 \omega^2}{mg} = \frac{x_0 \omega^2}{g} = n$$

дає відомий параметр – вібраційне перевантаження.



Тепер, маючи всі параметри, можна визначити режим вібрування, побудувавши амплітудно-частотну характеристику в безрозмірних координатах. Аналіз такої характеристики для конкретних вихідних даних $(m, r, \rho, v, x_0, \omega)$ дає можливість одержати питомі значення роботи й потужності, що забезпечують максимальне значення щільності суміші.

Висновки.

1. Застосування методів подібності і розмірностей при визначенні параметрів вібростем дозволяє отримати достатньо ефективні залежності для розрахунку робочих параметрів вібростем.
2. Отримані критерії ущільнення суміші показують на суттєвий вплив швидкості та прискорення, що є складовими питомої роботи та питомої потужності.
3. Запропонований підхід може бути успішно застосованим для вібростем і більш складної структури.

Література.

1. Алабужев П.М., Геронимус В.В., Мицкевич Л.М., Шеховцов Б.А. Теория подобия и размерностей. Моделирование. – М.: Высшая школа, 1968. – 205с.
2. Назаренко І.І. Вібраційні машини і процеси будівельної індустрії. Навчальний посібник – К.: КНУБА, 2007. – 230с.
3. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем: Учебное пособие. – К.: ИСИО, 1993. – 216 с.
4. Сердюк Л.І. Основи теорії розмірностей, теорії розмірностей та математичного моделювання: Навчальний посібник – Полтава: ПНТУ, 2002 – 98с.

УДК 621.86.061-52

В.Є. Богуславський, канд. техн. наук,
доцент,О.Г. Добровольський, канд. техн. наук,
доцент,

О.О. Шаленко, інж.

Ланін В.В., Савченко І.С. (студенти)
Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВИБІР ПАРАМЕТРІВ МАНІПУЛЯТОРІВ ДЛЯ МОНТАЖУ КРУПНОГАБАРИТНОГО СКЛА ВІТРИН З УРАХУВАННЯМ ПРИРОДНИХ ФАКТОРІВ

Вступ

Монтаж крупно габаритного скла вітрин є одною з найбільш трудомістких і небезпечних операцій в будівництві. Традиційно такий монтаж здійснюється з допомогою групи із шести монтажників. Робота ускладнюється великою масою скла, його габаритами і крихкістю. В теперішній час більш досконалих технологій для виконання подібних операцій не існує.

На кафедрі основ професійного навчання

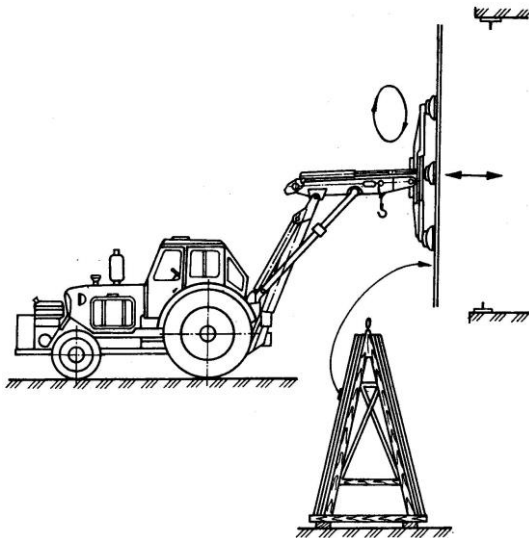


Рис.1 Схема маніпулятора на базі екскаватора EO-2621 для монтажу крупно габаритного скла вітрини

розроблений маніпулятор для монтаж крупно габаритного скла вітрин (Рис.1).

Маніпулятор являє собою змінне обладнання до екскаватора EO-2621. В склад обладнання входить робочий орган, що встановлюється замість ковша екскаватора і вакуум-привід. Робочий орган виконаний у вигляді траверси з чотирма вакуум-зачіпами. Конструкція траверси забезпечує достатню кількість ступенів вільності для затискування скла і встановлення його в проектне положення. Привід складається із вакуум-насоса і ресивера. Обертання вакуум насоса здійснюється додатковим гідромотором.

Крім того в склад робочого органа входить механізм точного наведення, що дає можливість позиціонування скла перед його встановленням в проектне положення.

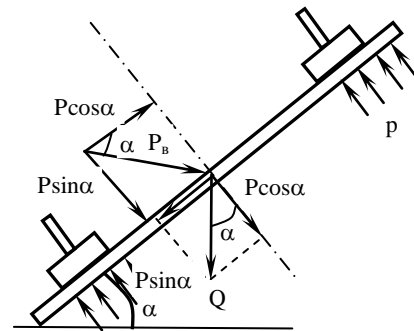


Рис.2. Схема до розрахунку діаметра вакуум-камер

Маніпулятор обслуговується трьома робочими і працює в наступному порядку.

Трактор під'їжджає до контейнера із склом, робочий суміщає вакуум - зачіпи із склом, вмикає вакуум-привід і піднімає скло.

Потім здійснюється транспортування скла до місця встановлення. Машиніст з допомогою стріли і рукоятки виставляє скло в положення, близьке до проектного (Рис.2). Далі робочий з допомогою механізму точного наведення коректує положення скла і подає його в гніздо рами, після чого скло закріплюється.

Одним із найважливіх параметрів маніпулятора є діаметр і кількість вакуум-зачепів. Ці параметри повинні забезпечити затискування і надійне утримання скла в процесі його підйому, транспортування і встановлення.

Аналіз показує, що в процесі піднімання скла діють сила тяжіння, сила притискування скла до вакуумів зачепів, сила тиску вітра і сила тертя між вакуум зачепами і склом.

Рівняння утримання скла має вигляд:

$$P \sin \alpha - P_B \cos \alpha = (Fnp - P \cos \alpha - P_B \sin \alpha) f \quad (1)$$

Сила тиску вітра:

$$P_B = SP_B \sin \alpha, \quad (2)$$

Рівняння (1) з урахуванням (2):

$$P \sin \alpha - P_B \sin \alpha \cos \alpha = (Fnp - P \cos \alpha - SP_B \sin^2 \alpha) f \quad (3)$$

де P – сила тяжіння; F – розрахункова площа перерізу вакуум-камер; n – кількість вакуум-камер; p – різниця атмосферного тиску і тиску в вакуум-камері; α – кут нахилу скла до горизонту; f – коефіцієнт тертя гуми по склу, S – площа скла, P_B – сила тиску вітра.

Розрахункова площа вакуум-камери може бути встановлена за формулою

$$F = SK_p, \quad n \quad (4)$$



де S – фактична площа вакуум камери; K_p – коефіцієнт, що враховує фактичне значення атмосферного тиску, негерметичність вакуум-камери і зміну її розмірів при навантаженні. (0,8 – 085), [1]

$$P = P_a - P_e, \quad (5)$$

де p_a – атмосферний тиск (90кПа), [1]

p_e – тиск в вакуумній-камері.

Кількість вакуум-зачепів вибирається виходячи із збереження скла, яке не повинно руйнуватись при його затискуванні ($n=2 \div 4$);

Сила тяжіння скла з урахуванням динаміки:

$$P = QK_d, \quad (6)$$

де Q – маса скла; K_d – коефіцієнт динамічності

Рівняння (4) при куті

$$\alpha = 0^\circ \quad P = Fnp, \quad (7)$$

$$\alpha = 90^\circ \quad P = (Fnpf - 5P_B)f, \quad (8)$$

Слід відмітити, що вирази (7,8)

Площа перерізу вакуумної камери у загальному випадку із рівняння (3)

$$F = \frac{1}{npf} (P \sin \alpha + Pf \cos \alpha - SP_B \sin \alpha \cos \alpha + SP_B f \sin^2 \alpha) \quad (9)$$

Для встановлення максимально необхідного значення площі перерізу вакуумної камери дослідимо вираз (9) на екстремум

$$\frac{dF}{d\alpha} = \frac{1}{npf} (P \cos \alpha - Pf \sin \alpha - SP_B \cos^2 \alpha - \sin^2 \alpha + 2SP_B f \cos \alpha \sin \alpha) = 0, \quad (8)$$

Звідкіля можна визначити кут α , при якому площа перерізу вакуум-камери досягає екстремального значення. Для цього необхідно визначити $\sin \alpha$ через $\cos \alpha$.

Після перетворення одержуємо рівняння:

$$A \cos^4 \alpha - B \cos^3 \alpha + C \cos^2 \alpha - D \cos \alpha + E = 0 \quad (11)$$

$$\text{де } A = 4S^2 P_B^2 (1 + f^2),$$

$$B = 4PSP_B (1 + f^2),$$

$$C = 4S^2 P_B^2 + P^2 + P^2 f^2 - 4SP_B f^2,$$

$$D = 2PSP_B (1 - 2f^2),$$

$$E = S^2 P_B^2 - P^2 f^2,$$

Чисельні вирішення рівняння (11) може бути здійснено з допомогою теореми Безу або іншим способом.

Легко довести, що при відсутності вітру ($P_B=0$) рівняння (11) перетворюється в рівняння

$$f = ctg \alpha, \quad [2] \quad (9)$$

Таким чином запропонована методика дозволяє визначити розрахункове положення для встановлення площі перерізу вакуум-камери. Для цього необхідно значення кута α із рівняння (11) підставити у вираз (9).

Після встановлення необхідної площі перерізу вакуум-камери його треба перевірити з точки зору збереження скла при затискуванні.

Література

1. Андреев А.Ф. Грузозахватные установки с автоматическим и дистанционным управлением.
2. Богуславський В.Є., Шаленко О.О., Ланін В.В. Савченко І.С. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Деякі особливості розрахунку маніпуляторів для монтажу крупно габаритного скла вітрин.



УДК 693.546

В.С. Ловейкін, *д-р техн. наук, професор КНУБА,*
К.І. Почка, *аспірант КНУБА*

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РЕЖИМІВ РУХУ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

Основною перевіркою вірності теоретичних досліджень є проведення експериментальних досліджень з наступним порівняльним аналізом результатів отриманих в процесі теоретичних і експериментальних досліджень. В наш час створення натурної роликової формувальної установки з рекупераційним приводом для проведення експериментальних досліджень привело б до значної затрати часу та енергії.

Використовуючи теорему подібності та фізичне моделювання [1], було визначено умови подібності для роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, а також визначені коефіцієнти подібності. На основі цих даних та спираючись на передбачені задачі досліджень було розроблено фізичну модель роликової формувальної установки з рекупераційним приводом, що дозволяє провести повноцінні експериментальні дослідження з врахуванням всіх чинних факторів впливу на динаміку руху формувальних візків. Розроблена фізична модель (рис. 1) складається із приводного механізму, що забезпечує необхідний режим руху роликової формувальної установки з рекупераційним приводом та двох формувальних візків.



Рис. 1. Фізична модель роликової формувальної установки з рекупераційним приводом

Відповідно плану експериментальних досліджень проводилось вимірювання кутової швидкості обертання приводного вала, зусилля в шатунах, вертикальної сили взаємодії укочуючого ролика з бетонною сумішшю, сили струму на двигуні та потужності, що необхідна на процес формування. Ці параметри

вимірювались спочатку в холостому режимі для установки з одним формувальним візком. Для цього – другий формувальний візок разом із шатуном був від'єднаний від кривошипа. Після цього вимірювання цих же параметрів у холостому режимі проводилось для установки з двома формувальними візками. В робочому режимі вимірювання здійснювалось аналогічно: окремо для установки з одним формувальним візком та окремо для установки з двома формувальними візками. Разом із значенням кутової швидкості обертання приводного вала відбувався запис часу, що дало змогу потім визначити характер зміни кутового прискорення приводного вала.

На рис. 2 зображено графіки зміни кутової швидкості приводного вала в холостому режимі установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.



Рис. 2. Графіки зміни кутової швидкості приводного вала установки в холостому режимі з одним формувальним візком (1) та з двома візками (2)

Кутова швидкість приводного вала установки з одним формувальним візком в холостому режимі змінюється в межах від $\omega_{min} = 2,8 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,6 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення [2] становить

$$\omega_{сер} = \frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2} = \frac{2,8 + 4,6}{2} = 3,7 \text{ рад/с}. \quad (1)$$

Коефіцієнт нерівномірності руху [2]

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{сер}} = \frac{4,6 - 2,8}{3,7} = 0,486. \quad (2)$$

Для установки з двома формувальними візками кутова швидкість приводного вала в холостому режимі змінюється в межах від $\omega_{min} = 3,32 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,08 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{сер} = 3,7 \text{ рад/с}$. Коефіцієнт нерівномірності руху $\delta = 0,205$.

При зміні значення кутової швидкості буде змінювати своє значення і кутове прискорення, що визначається залежністю [2]

$$\varepsilon_i = \frac{\omega_{i+1} - \omega_i}{t_{i+1} - t_i}, \quad (3)$$

де ω_i , ω_{i+1} , t_i , t_{i+1} – відповідно значення кутової швидкості привідного вала та часу руху в положеннях i та $i + 1$.

За допомогою залежності (3) побудовано графіки зміни кутового прискорення привідного вала (рис. 3) в холостому режимі установки з одним формувальним візком (1) та з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Для установки з одним формувальним візком кутове прискорення привідного вала в холостому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{min} = -4,09 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{max} = 4,886 \text{ рад/с}^2$.



Рис. 3. Графіки зміни кутового прискорення привідного вала установки в холостому режимі з одним формувальним візком (1) та з двома візками (2)

При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює [2]

$$H = \frac{|\varepsilon_{max}|}{\omega_{сep}^2} = \frac{4,886}{3,7^2} = 0,355. \quad (4)$$

Для сумарної оцінки технологічних і динамічних властивостей формувальної установки використаємо узагальнений коефіцієнт оцінки руху [3]

$$k_p = \frac{(\omega_{max} - \omega_{min})^2}{\omega_{сep}^2} + \frac{|\varepsilon_{max}|}{\omega_{сep}^2} = \frac{(4,6 - 2,8)^2}{3,7^2} + \frac{4,886}{3,7^2} = 0,592 \quad (5)$$

Для установки з двома формувальними візками кутове прискорення привідного вала в холостому режимі змінюється в межах від

$$\varepsilon_{min} = -1,632 \text{ рад/с}^2 \quad \text{до}$$

$$\varepsilon_{max} = 1,685 \text{ рад/с}^2.$$

При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $H = 0,123$, а

узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,165$.

На рис. 4 зображено графіки зміни кутової швидкості привідного вала в робочому режимі установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Кутова швидкість привідного вала установки з одним формувальним візком в робочому режимі змінюється в межах від $\omega_{min} = 2,92 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,48 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{сep} = 3,7 \text{ рад/с}$.

Коефіцієнт нерівномірності руху $\delta = 0,42$.

Для установки з двома формувальними візками кутова швидкість привідного вала в робочому режимі змінюється в межах від $\omega_{min} = 3,37 \text{ рад/с}$ до $\omega_{max} = 4,03 \text{ рад/с}$. При цьому її середнє значення становить $\omega_{сep} = 3,7 \text{ рад/с}$. Коефіцієнт нерівномірності руху $\delta = 0,161$.

За допомогою залежності (3) побудовано графіки зміни кутового прискорення привідного вала (рис. 5) в робочому режимі установки з одним формувальним візком (1) та з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Для установки з одним формувальним візком кутове прискорення привідного вала в робочому режимі змінюється в межах від $\varepsilon_{min} = -4,18 \text{ рад/с}^2$ до $\varepsilon_{max} = 4,07 \text{ рад/с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $H = 0,297$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,47$.



Рис. 4. Графіки зміни кутової швидкості привідного вала установки в робочому режимі з одним формувальним візком (1) та з двома візками (2)



Рис. 5. Графіки зміни кутового прискорення привідного вала установки в робочому режимі з одним формувальним візком (1) та з двома візками (2)

Для установки з двома формувальними візками кутове прискорення привідного вала в робочому режимі змінюється в межах від $\epsilon_{min} = -1,14 \text{ рад} / \text{с}^2$ до $\epsilon_{max} = 1,17 \text{ рад} / \text{с}^2$. При цьому коефіцієнт динамічності руху дорівнює $H = 0,085$, а узагальнений коефіцієнт оцінки руху становить $k_p = 0,11$.

Аналізуючи графіки на рис. 2 та 4, можна побачити, що кутова швидкість в робочому режимі для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками має менші межі зміни в порівнянні з холостим режимом. Причому середнє значення кутової швидкості при різних видах навантаження залишається незмінним, а коефіцієнт нерівномірності руху в установці з двома формувальними візками менший у 2,6 рази в порівнянні з установкою з одним формувальним візком.

Проаналізувавши графіки на рис. 3 та 5, можна побачити, що межі зміни кутового прискорення привідного вала для установки з двома формувальними візками значно менші в порівнянні з установкою з одним формувальним візком. Значення коефіцієнта динамічності для установки з двома формувальними візками у 3,5 рази менше в порівнянні з установкою з одним формувальним візком, а значення узагальненого коефіцієнта оцінки руху – у 4,3 рази.

Результати експериментальних досліджень режимів руху роликів формувальної установки наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Режим	ω_{min} , рад/с	ω_{max} , рад/с	$\omega_{сер}$, рад/с	ϵ_{min} , рад/с ²
XP1	2,8	4,6	3,7	-4,09
XP2	3,32	4,08	3,7	-1,632
PP1	2,92	4,48	3,7	-4,18
PP2	3,37	4,03	3,7	-1,14

	ϵ_{max} , рад/с ²	δ	H	k_p
XP1	4,886	0,486	0,355	0,592
XP2	1,685	0,205	0,123	0,165
PP1	4,07	0,42	0,297	0,47
PP2	1,17	0,161	0,085	0,11

Примітка. XP1, XP2 – холостий режим установки з одним та з двома формувальними візками відповідно; PP1, PP2 – робочий режим установки з одним та з двома формувальними візками відповідно.

На основі даних табл. 1 побудовано графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (КНР), коефіцієнта динамічності руху (КДР) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (УКОР) в залежності від виду навантаження установки (рис. 6).

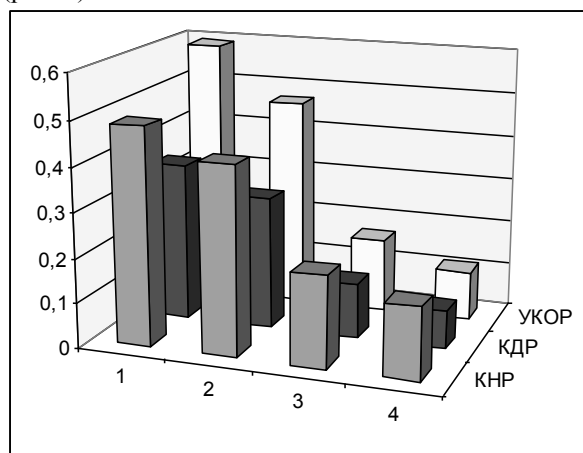


Рис. 6. Графіки зміни коефіцієнта нерівномірності руху (КНР), коефіцієнта динамічності руху (КДР) та узагальненого коефіцієнта оцінки руху (УКОР) в залежності від виду навантаження установки: 1, 2 – холостий хід та робочий режим з одним формувальним візком; 3, 4 – холостий хід та робочий режим з двома формувальними візками

На рис. 7 та 8 зображено графіки зміни зусилля в шатунах в холостому та робочому режимах відповідно.



Рис. 7. Графіки зміни зусилля в шатунах на холостому ході

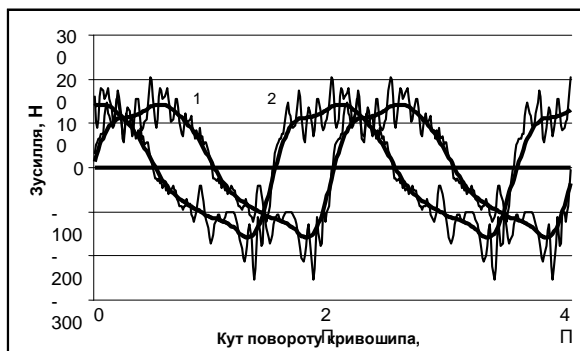


Рис. 8. Графік зміни зусилля в шатунах в робочому режимі

Аналізуючи графіки на рис. 7 та 8 можна сказати, що зусилля в обох шатунах змінюється за однаковим законом, але зміщені між собою на кут $\pi/2$. На холостому режимі роботи установки зусилля в шатунах змінюється в межах від $F_{min} = -30H$ до $F_{max} = 30H$ і закон зміни цього зусилля відображає зусилля, що необхідне на подолання сили інерції формувальних візків. На робочому режимі роботи установки зусилля в шатунах змінюється в межах від $F_{min} = -150H$ до $F_{max} = 150H$ і закон зміни цього зусилля уже інший і відображає зусилля, що необхідне на подолання сили інерції формувальних візків, сили опору взаємодії ущільнюючих роликів з бетонною сумішшю та сили опору на переміщення формувальних візків по напрямним руху. Із графіка на рис. 8 видно що одну половину циклу (половину повного оберту кривошипа) шатун працює на розтяг, а іншу – на стиск.

На рис. 9 зображено графік зміни вертикальної сили взаємодії укочуючого ролика з бетонною сумішшю

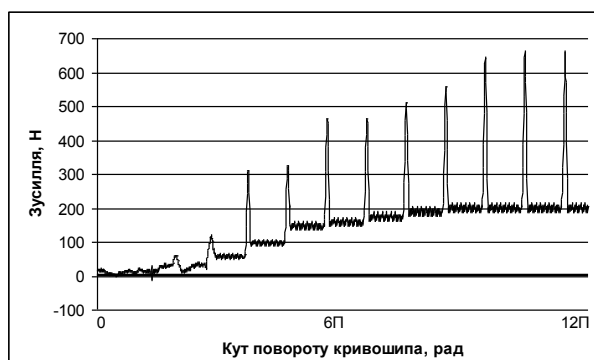


Рис. 9. Графік зміни вертикальної сили взаємодії укочуючого ролика з бетонною сумішшю

Аналізуючи графік на рис. 9 можна сказати, що вертикальна сила взаємодії укочуючого ролика з бетонною сумішшю по мірі ущільнення бетонної суміші зростає до повної стабілізації при повному ущільненні. Піки зусилля на графіку

відповідають моментам, коли укочуючий ролик проходить над датчиками.

На рис. 10 зображено графіки зміни крутного моменту на привідному валу в холостому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.

Крутний момент на привідному валу для установки з одним формувальним візком в холостому режимі змінюється в межах від $M_{min} = 20,3H \cdot m$ до $M_{max} = 49,6H \cdot m$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 31,35H \cdot m$.



Рис. 10. Графіки зміни крутного моменту на привідному валу установки в холостому режимі з одним формувальним візком (1) та з двома візками (2)

Відносне значення відхилень крутного моменту визначимо через відносні коефіцієнти

$$K_1 = \frac{M_{max} - M_{min}}{M_{сер}} = \frac{49,6 - 20,3}{31,65} = 0,925; \quad (6)$$

$$K_2 = \frac{M_{max}}{M_{сер}} = \frac{49,6}{31,65} = 1,567; \quad (7)$$

$$K_3 = \frac{M_{max}}{M_{min}} = \frac{49,6}{20,3} = 2,44. \quad (8)$$

Для установки з двома формувальними візками в холостому режимі крутний момент на привідному валу змінюється в межах від $M_{min} = 29,2H \cdot m$ до $M_{max} = 35,7H \cdot m$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 32,95H \cdot m$. Значення відносних коефіцієнтів

$$K_1 = 0,197; \quad K_2 = 1,083; \quad K_3 = 1,22.$$

На рис. 11 зображено графіки зміни крутного моменту на привідному валу в робочому режимі роботи установки з одним формувальним візком (1) та установки з двома формувальними візками (2) в залежності від кута його повороту.



Рис. 11. Графіки зміни крутного моменту на привідному валу установки в робочому режимі з одним формувальним візком (1) та з двома візками (2)

Крутний момент на привідному валу для установки з одним формувальним візком в робочому режимі змінюється в межах від $M_{min} = 42,7H \cdot m$ до $M_{max} = 59,8H \cdot m$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 49,6H \cdot m$. Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,345$; $K_2 = 1,21$; $K_3 = 1,4$.

Для установки з двома формувальними візками в робочому режимі крутний момент на привідному валу змінюється в межах від $M_{min} = 58,3H \cdot m$ до $M_{max} = 66,7H \cdot m$, при цьому його середнє значення становить $M_{сер} = 62,05H \cdot m$.

Значення відносних коефіцієнтів $K_1 = 0,135$; $K_2 = 1,075$; $K_3 = 1,144$.

Аналізуючи графіки на рис. 10 та 11, можна побачити, що крутний момент на привідному валу в робочому режимі для установки з одним формувальним візком та установки з двома формувальними візками має менші межі зміни в порівнянні з холостим режимом. Причому середнє значення крутного моменту в холостому режимі для установки з двома формувальними візками у 1,04 рази більше ніж для установки з одним формувальним візком, а в робочому режимі – у 1,25 рази.

Також проводилось вимірювання потужності, що необхідна на процес формування.

Результати експериментальних досліджень силових навантажень роликів формувальної установки наведені в табл. 2.

Таблиця 2

Режим	M_{min} , Н·м	M_{max} , Н·м	$M_{сер}$, Н·м
XP1	20,3	49,6	31,65
XP2	29,2	35,7	32,95

PP1	42,7	59,8	49,6	
PP2	58,3	66,7	62,05	
	K_1	K_2	K_3	P , кВт
XP1	0,925	1,567	2,44	0,102
XP2	0,197	1,083	1,22	0,123
PP1	0,345	1,2	1,4	0,19
PP2	0,135	1,075	1,144	0,23
XP1	K_1	K_2	K_3	P , кВт

Примітка. XP1, XP2 – холостий режим установки з одним та з двома формувальними візками відповідно; PP1, PP2 – робочий режим установки з одним та з двома формувальними візками відповідно.

На основі даних табл. 2 побудовано графіки зміни коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 (рис. 12) та потужності, що необхідна на процес формування (рис. 13) в залежності від виду навантаження установки.

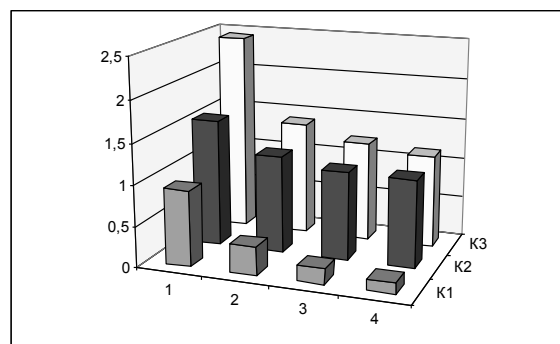


Рис. 12. Графіки зміни коефіцієнтів K_1 , K_2 , K_3 в залежності від виду навантаження:

- 1, 2 – холостий хід та робочий режим з одним формувальним візком;
- 3, 4 – холостий хід та робочий режим з двома формувальними візками

Аналізуючи графіки на рис. 12 та 13, можна побачити, що значення коефіцієнта K_1 для установки з двома формувальними візками в робочому режимі у 2,5 рази менше в порівнянні з установкою з одним формувальним візком, значення коефіцієнта K_2 – у 1,1 разів, значення коефіцієнта K_3 – у 1,22 рази, а значення потужності, що необхідна на процес формування, для установки з двома формувальними візками в робочому режимі у 1,21 разів більше в

порівнянні із установкою з одним формувальним візком при збільшенні продуктивності у 2 рази.

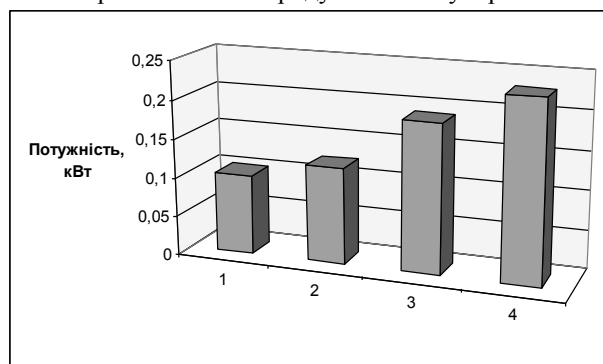


Рис. 13. Графіки зміни потужності, що необхідна для процесу формування в залежності від виду навантаження установки: 1, 2 – холостий хід з одним та з двома формувальними візками відповідно; 3, 4 – робочий режим з одним та з двома формувальними візками відповідно

Таким чином, в результаті проведених експериментальних досліджень встановлено, що роликотва формувальна установка з рекуперативним приводом з двома формувальними візками має значні переваги над установкою з одним формувальним візком. При цьому коефіцієнт нерівномірності руху

зменшується в 2,6 разів, коефіцієнт динамічності – в 3,5 рази, узагальнений коефіцієнт оцінки руху – в 4,3 рази, а значення потужності, що необхідна на процес формування, у 1,21 разів більше при збільшенні продуктивності у 2 рази.

Література

1. Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 175 с.
2. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука. – 1975. – 640 с.
3. Ловейкин В.С. Оценка движения механизмов и машин // Подъемно-транспортное оборудование. – К.: Техника. – 1989. – С. 16...18.



УДК 693.546

*В.С. Ловейкін, д-р техн. наук, професор
КНУБА,
К.І. Почка, аспірант КНУБА*

ПОБУДОВА ФІЗИЧНОЇ МОДЕЛІ РОЛИКОВОЇ ФОРМУВАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ З РЕКУПЕРАЦІЙНИМ ПРИВОДОМ

Для проведення експериментальних досліджень як правило використовуються натурні об'єкти дослідження та їх моделі. В натурному експерименті засоби експериментального дослідження взаємодіють безпосередньо з об'єктом дослідження, а при модельному експерименті – з його змодельованим прототипом. При проведенні модельних експериментальних досліджень, модель виступає як засіб експериментальних досліджень та безпосереднім об'єктом досліджень.

В наш час створення натурної роликкової формувальної установки з рекупераційним приводом для проведення експериментальних досліджень привело б до значної затрати часу та енергії. Враховуючи це, на даному етапі доцільно було б створити фізичну модель даної установки і провести на ній повноцінні експериментальні дослідження. Тому в основу даної статті покладено задачу визначення параметрів фізичної моделі, розробки її схеми та конструкції.

При проведенні експериментальних досліджень досить часто використовується фізичне моделювання технічних систем. Цим методом користуються при дослідженні складних явищ, коли неможливо побудувати задовільну математичну модель, або для перевірки адекватності складеної математичної моделі [1]. Фізичне моделювання зберігає фізичну природу явищ, але змінює їх масштаб. Сенс фізичного моделювання полягає в тому, щоб за результатами дослідів на моделях можна було достовірно оцінити характер ефектів і кількісні взаємозв'язки між величинами, які визначають фізично подібні явища в натурних умовах.

В основу фізичного моделювання закладено теорію подібності [1], що опирається на аналіз розмірностей, а саме: об'єкти є подібними, якщо у відповідні моменти часу у відповідних точках об'єктів значення змінних величин, що характеризують стан одного об'єкта (натури), пропорційні відповідним значенням величин іншого об'єкта (моделі). В подібних об'єктах характеристики натурального об'єкта можуть бути отримані простим перерахунком із характеристик модельного об'єкта, що визначається експериментально. Для всіх величин відповідної розмірності таким множителем є коефіцієнт подібності.

Також для подібних об'єктів повинні бути однакові наступні умови:

- модель і натурний об'єкт повинні бути геометрично подібними;
- діючі на модель навантаження повинні бути подібними навантаженнями, які сприймаються натурними об'єктами;
- безрозмірні величини для моделі і натурального об'єкта повинні бути рівними;
- матеріали моделі і натурального об'єкта можуть бути різними та в залежності від галузі дослідження зв'язок напружень і деформацій має відповідати закону Гука.

Остаточні результати дослідження при фізичному моделюванні координуються за допомогою критеріїв подібності. Кількість критеріїв може бути меншою ніж кількість параметрів, що описують процес. До того ж кількість критеріїв, що характеризують будь-який процес, можна скоротити шляхом їх групування у безрозмірні комплекси, виходячи з природи і умов досліджуваних процесів. Саме ці безрозмірні комплекси називають критеріями подібності.

На рис. 1 показано роликкову формувальну установку з рекупераційним приводом, яка вміщує в собі два пристрої, що розташовані по різні боки приводного валу. Кожний з пристроїв вміщує в собі змонтований на порталах 9 і 10 формувальні візки 1 та 2, що здійснюють зворотно-поступальний рух в напрямних руху. Візок 1 складається з подаючого бункера 11 та з співвісних секцій уключуючих роликів 12, встановлених в горизонтально-рухомій рамі 8 з розподільчим бункером. Таку ж конструкцію має й інший формувальний візок. Візки 1 та 2 приводяться в зворотно-поступальний рух за допомогою єдиного приводу, виконаного у вигляді кривошипно-повзунного механізму. Кривошипи 3 та 4 жорстко закріплені на приводному валу 5, зміщені між собою на кут $\frac{\pi}{2}$ та з'єднані з шатунами 6 та 7, а шатуни в свою чергу шарнірно з'єднані з візками 1 та 2 відповідно.

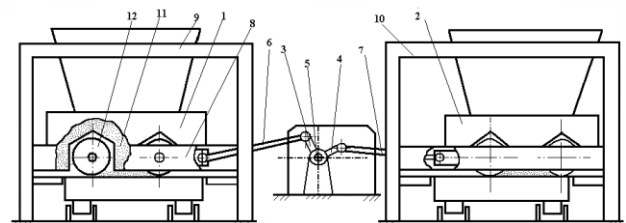


Рис. 1. Роликкова формувальна установка з рекупераційним приводом

Використовуючи теорему подібності та фізичне моделювання, визначимо умови подібності для роликкової формувальної установки з рекупераційним приводом, динаміка руху якої



описується запропонованим диференціальним рівнянням [2]

$$I_{36}(\varphi) \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{dI_{36}(\varphi)}{d\varphi} = M_p(\omega) - M_o(\varphi) \quad (1)$$

де φ , ω – кутова координата та швидкість кривошипу; $I_{36}(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипу момент інерції установки; $M_p(\omega)$ – рушійний момент на валу електродвигуна приводу зведений до осі повороту кривошипу; $M_o(\varphi)$ – зведений до осі повороту кривошипа момент всіх діючих зовнішніх сил опору. Визначаємо зведений до осі повороту кривошипа момент сил опору $M_o = M_o(\varphi)$

$$M_o = F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} + F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi}, \quad (2)$$

де F_0 – сила опору переміщенню формувального візка; $\frac{\partial x_1}{\partial \varphi}$, $\frac{\partial x_2}{\partial \varphi}$ – передаточні

функції першого та другого формувального візків відповідно.

Визначено також зведений до осі повороту кривошипа момент інерції установки

$$I_{36} = I_o \cdot i_{np}^2 + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2, \quad (3)$$

де $I_o = I_{\delta\delta} + I_m + I_{ред}$ – момент інерції приводного механізму (двигуна, муфти, редуктора) відносно осі повороту кривошипу; i_{np} – передаточне відношення передаточного механізму; m_1 , m_2 – маса формувальних візків 1 та 2 відповідно.

Підставивши залежності (2) та (3) в рівняння (1), отримаємо диференціальне рівняння руху установки в остаточному вигляді

$$I_o \cdot i_{np}^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega \cdot \frac{d\omega}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_1 \cdot \left(\frac{\partial x_1}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} + \frac{\omega^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_2 \cdot \left(\frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} = M_p(\omega) - F_0 \cdot \frac{\partial x_1}{\partial \varphi} - F_0 \cdot \frac{\partial x_2}{\partial \varphi} \quad (4)$$

Виразимо параметри натурної установки через відповідні параметри її фізичної моделі і коефіцієнти подібності

$$I_{oH} = \lambda_l \cdot I_{oM}; \quad i_{npH} = \lambda_i \cdot i_{npM}; \\ m_{1H} = \lambda_{m1} \cdot m_{1M};$$

$$m_{2H} = \lambda_{m2} \cdot m_{2M}; \quad x_{1H} = \lambda_{x1} \cdot x_{1M}; \\ x_{2H} = \lambda_{x2} \cdot x_{2M}; \\ \omega_H = \lambda_\omega \cdot \omega_M; \quad M_{pH} = \lambda_M \cdot M_{pM}; \\ F_{oH} = \lambda_F \cdot F_{oM}, \quad (5)$$

де I_{oH} , i_{npH} , m_{1H} , m_{2H} , x_{1H} , x_{2H} , ω_H , M_{pH} , F_{oH} – параметри натурної установки; I_{oM} , i_{npM} , m_{1M} , m_{2M} , x_{1M} , x_{2M} , ω_M , M_{pM} , F_{oM} – параметри моделі; λ_l , λ_i , $\lambda_{m1} = \lambda_{m2} = \lambda_m$, $\lambda_{x1} = \lambda_{x2} = \lambda_x$, λ_ω , λ_M , λ_F – відповідні коефіцієнти подібності.

Рівняння, подібні рівнянню (4), для натурної установки і її моделі мають вигляд:

$$I_{oH} \cdot i_{npH}^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi} + m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi} + m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi} + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oH} \cdot i_{npH}^2)}{d\varphi} + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} + \frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} = M_{pH}(\omega) - F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} - F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}, \quad (6)$$

$$I_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi} + m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi} + m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi} + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi} + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} + \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi} = M_{pM}(\omega) - F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} - F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}. \quad (7)$$

Виходячи з умови подібності моделі та натурної установки, поділимо відповідні доданки рівнянь (6) та (7) між собою і запишемо співвідношення

$$\frac{I_{oH} \cdot i_{npH}^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{I_{oM} \cdot i_{npM}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \\ = \frac{m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_H \cdot \frac{d\omega_H}{d\varphi}}{m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oH} \cdot i_{npH}^2)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d(I_{oM} \cdot i_{npM}^2)}{d\varphi}} = \\ = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{1H} \cdot \left(\frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}} = \frac{\frac{\omega_H^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{2H} \cdot \left(\frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}}{\frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d \left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi} \right)^2 \right)}{d\varphi}} = \\ = \frac{M_{pH}(\omega_H)}{M_{pM}(\omega_M)} = \frac{F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{1H}}{\partial \varphi}}{F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial \varphi}} = \frac{F_{oH} \cdot \frac{\partial x_{2H}}{\partial \varphi}}{F_{oM} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial \varphi}}$$

Використавши для цих співвідношень залежності (5), отримаємо



$$\frac{\lambda_i \cdot I_{\omega M} \cdot (\lambda_i \cdot i_{\text{rpm}})^2 \cdot \lambda_{\omega} \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_{\omega} \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{I_{\omega M} \cdot i_{\text{rpm}}^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{\lambda_m \cdot m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial\varphi}\right)^2 \cdot \lambda_{\omega} \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_{\omega} \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial\varphi}\right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}}$$

$$= \frac{\lambda_m \cdot m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial\varphi}\right)^2 \cdot \lambda_{\omega} \cdot \omega_M \cdot \frac{d(\lambda_{\omega} \cdot \omega_M)}{d\varphi}}{m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial\varphi}\right)^2 \cdot \omega_M \cdot \frac{d\omega_M}{d\varphi}} = \frac{(\lambda_{\omega} \cdot \omega_M)^2 \cdot d(\lambda_i \cdot I_{\omega M} \cdot (\lambda_i \cdot i_{\text{rpm}})^2)}{2 \cdot \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d(I_{\omega M} \cdot i_{\text{rpm}}^2)}{d\varphi}} =$$

$$= \frac{(\lambda_{\omega} \cdot \omega_M)^2 \cdot d\left(\lambda_m \cdot m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial\varphi}\right)^2\right)}{2 \cdot \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{1M} \cdot \left(\frac{\partial x_{1M}}{\partial\varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}} = \frac{(\lambda_{\omega} \cdot \omega_M)^2 \cdot d\left(\lambda_m \cdot m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial\varphi}\right)^2\right)}{2 \cdot \frac{\omega_M^2}{2} \cdot \frac{d\left(m_{2M} \cdot \left(\frac{\partial x_{2M}}{\partial\varphi}\right)^2\right)}{d\varphi}} =$$

$$= \frac{\lambda_M \cdot M_{\text{рМ}}(\omega)}{M_{\text{рМ}}(\omega)} = \frac{\lambda_F \cdot F_{0M} \cdot \frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{1M})}{\partial\varphi}}{F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{1M}}{\partial\varphi}} = \frac{\lambda_F \cdot F_{0M} \cdot \frac{\partial(\lambda_x \cdot x_{2M})}{\partial\varphi}}{F_{0M} \cdot \frac{\partial x_{2M}}{\partial\varphi}}$$

Згідно з теоремою подібності в отриманих співвідношеннях відкидаємо знаки диференціювання, оскільки вони не мають розмірностей, і скорочуємо вирази. В результаті чого отримуємо співвідношення між коефіцієнтами подібності

$$\lambda_i \cdot \lambda_i^2 \cdot \lambda_{\omega}^2 = \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_{\omega}^2 = \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_{\omega}^2 = \lambda_{\omega}^2 \cdot \lambda_i \cdot \lambda_i^2 = \lambda_{\omega}^2 \cdot \lambda_m \cdot \lambda_x^2 = \lambda_{\omega}^2 \cdot \lambda_m \cdot \lambda_x^2 = \lambda_M = \lambda_F \cdot \lambda_x$$

$$\lambda_x = \lambda_F \cdot \lambda_x$$

Після видалення з отриманого рівняння однакових елементів, отримуємо

$$\lambda_i \cdot \lambda_i^2 \cdot \lambda_{\omega}^2 = \lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_{\omega}^2 = \lambda_M = \lambda_F \cdot \lambda_x \quad (8)$$

Розділивши всі елементи на $\lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_{\omega}^2$,

отримаємо систему рівнянь

$$\frac{\lambda_i \cdot \lambda_i^2}{\lambda_m \cdot \lambda_x^2} = 1; \quad \frac{\lambda_M}{\lambda_m \cdot \lambda_x^2 \cdot \lambda_{\omega}^2} = 1;$$

$$\frac{\lambda_F}{\lambda_m \cdot \lambda_x \cdot \lambda_{\omega}^2} = 1. \quad (9)$$

Система з трьох рівнянь (9) зв'язує між собою сім невідомих величин. Чотири з цих величин можна задати довільно, а три величини, що залишились, можна визначити з системи рівнянь (9). Таким чином задаємось коефіцієнтами $\lambda_{\omega} = 3$, $\lambda_i = 8$, $\lambda_m = 10$ та $\lambda_x = 2,5$. Підставивши задані коефіцієнти в систему рівнянь (9), визначаємо значення коефіцієнтів, що залишилися $\lambda_i = 3,9$, $\lambda_M = 62,5$ та $\lambda_F = 75$.

Отримані співвідношення дають можливість побудувати фізичну модель дослідної роликів формувальної установки з рекуперативним приводом, що буде подібна натурній роликів формувальній установці.

Враховуючи коефіцієнти подібності та передбачені задачі досліджень було розроблено фізичну модель роликів формувальної установки з рекуперативним приводом, що дозволяє провести повноцінні експериментальні дослідження з врахуванням всіх чинних факторів впливу на динаміку руху формувальних візків.

Як видно із схеми на рис. 3 фізична модель роликів формувальної установки з рекуперативним приводом складається з двох формувальних візків 1 та 2 з укочуючими роликами 3, що здійснюють зворотно-поступальні рухи у напрямних руху 4 над порожниною форм 5. В зворотно-поступальний рух формувальні візки приводять від кривошипів, що закріплені на приводному валу 6, через посередництво шатунів 7. Крутний момент на приводний вал передається від електродвигуна 8 через черв'ячний редуктор 9 та клинопасову передачу 10.

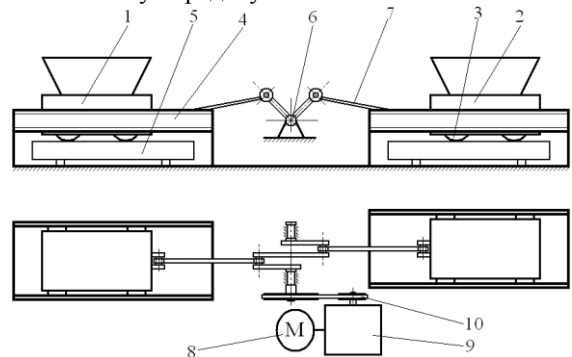


Рис. 2. Схема розробленої фізичної моделі

На основі розробленої схеми на кафедрі основ професійного навчання Київського національного університету будівництва і архітектури спроектовано і виготовлено дослідну фізичну модель роликів формувальної установки з рекуперативним приводом, що показана на рис. 3.



Рис. 3. Фізична модель роликів формувальної установки з рекуперативним приводом

Привод моделі здійснювався від трифазного електродвигуна змінного струму АІР56В2У3 потужністю $P = 0,25 \text{ кВт}$ і частотою



обертання ротора $n = 2750 \text{ об/хв}$, через черв'ячний редуктор та клинопасову передачу із загальним передаточним відношенням $i_{\text{заг}} = 80$.

Представлена фізична модель дозволяє проводити повноцінні експериментальні дослідження по визначенню динамічних навантажень під час різних режимів роботи установки без будь-яких обмежень.

Література

1. *Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г.* Теорія технічних систем: Навч. посібник. – Київ – Полтава: ІЗМН – ПДТУ, 1998. – 175 с.
2. *Ловейкін В.С., Почка К.І.* Аналіз нерівномірності руху роликової формовочної установки з рекупераційним приводом // Науково-технічний та виробничий журнал «Підійомно-транспортна техніка». – Вип. 4, 2005 р. – С. 19...33.



УДК 621.643.25

*В.Є.Богуславський, канд. техн. наук,
доцент,
О.О.Шаленко, інж.*

ВСТАНОВЛЕННЯ ЗАКОНІВ РУХУ УДОСКОНАЛЕНОЇ ЦЕНТРИФУГИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ ТІЛ ОБЕРТАННЯ

Вступ

В теперішній час одним із найбільш ефективних акумуляторів енергії є механічні акумулятори у вигляді маховиків. Перевагами таких пристроїв є їх простота і можливість заощаджувати великі об'єми енергії, що неможливо при застосуванні електричних, хімічних та інших акумуляторів.

Зокрема дослідження і аналіз робочого процесу показав доцільність використання маховиків в конструкціях роликів центрифуг для формування довгомірних залізобетонних тіл обертання (типу труб, колон, опор ЛЕП і т.д.).

Особливістю відцентрового формування таких виробів є те, що у вихідний момент робочого процесу бетонна суміш знаходиться у формі у вигляді сегменту.

Ексцентричне розміщення бетонної суміші на початку процесу формування обумовлює тимчасове різке підвищення крутного моменту приводу, що в свою чергу викликає необхідність підвищення його потужності. В деяких випадках для розгону форми може використовуватись додатковий привід.

В процесі розгону форми за рахунок дії відцентрових сил сегмент поступово розподіляється по стінкам форми і перетворюється в колоподібне тіло обертання. Одночасно крутний момент приводу суттєво знижується.

Застосування в конструкції центрифуги акумулятора енергії у вигляді маховика дає можливість значно знизити навантаження на електродвигун на початку формування і, як наслідок, зменшити потужність приводу.

Центрифуга (Рис.1) складається із рами, двигуна постійного струму, клинопасової передачі, двох рядів підтримуючих і привідних роликів з'єднаних карданними валами, а також маховика і двох зчіпних муфт.

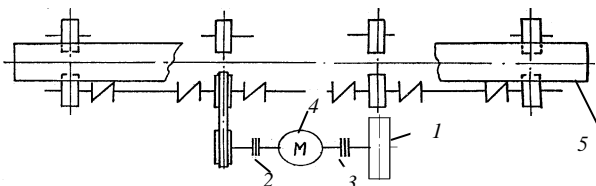


Рис. 1. Кінематична схема роликів центрифуги з маховиком. 1- маховик; 2,3 – зчепні муфти; 4 – електродвигун; 5 – форма

Центрифуга працює таким чином. На початку процесу під час монтажу форми і додаткових операцій розкручується маховик 1. При цьому муфта 2 відключена, а муфта 3 підключена. Після розгону маховика вмикається муфта 2 і форма 5 з бетонною сумішшю приводиться в обертання сумісною енергією маховика 1 і двигуна 4 або тільки маховика.

Мета і постановка задачі

Метою даного дослідження є розробка математичної моделі робочого процесу роликів центрифуги з маховиком для обґрунтованого вибору основних параметрів обладнання і вивчення особливостей його роботи.

На попередніх етапах досліджень сформовані моделі процесу роботи центрифуги в традиційному виконанні, а також при розкручуванні маховика [1,2].

Продовжимо дослідження і розглянемо другий етап формування, коли відбувається розгін форми з допомогою енергії маховика і електродвигуна.

Рівняння руху форми на цьому етапі:

$$\frac{I_m \omega_m^2}{2} = \left(M_T + M_c + I \frac{d\omega}{dt} - M_g \right) \varphi, \quad (1)$$

де I_m - момент інерції двигуна; ω_m - кутова швидкість маховика; M_T - момент сил тертя;

M_c - момент від статичної сили опору ексцентричної маси бетонної суміші. I - момент інерції мас, що обертаються; ω - кутова швидкість форми; t - час; M_g - крутний момент двигуна; φ - кут повертання форми.

Прийmemo у ролі узагальненої координати кут повертання форми φ і дамо системі можливість переміщення $d\varphi$. Тоді рівняння руху форми в диференційному вигляді:

$$d \left(\frac{I_m \omega_m^2}{2} \right) = \left(M_m + M_c + I \frac{d\omega}{dt} - M_g \right) d\varphi, \quad (2)$$

Із цього рівняння:

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{I_m \omega_m^2}{2} \right) = \left(M_m + M_c + I \frac{d\omega}{dt} - M_g \right), \quad (3)$$

Розглянемо ліву частину рівняння (3)

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{I_m \omega_m^2}{2} \right) = I_m \frac{d}{d\varphi} \left(\frac{\omega_m^2}{2} \right) + \frac{dI_m}{d\varphi} \cdot \frac{\omega_m^2}{2},$$

В зв'язку з тим, що момент інерції маховика є константою, маємо:

$$\frac{d}{d\varphi} \left(\frac{I_M \omega_M^2}{2} \right) = I_M \omega_M \frac{d\omega_M}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = I_M \frac{d\omega_M}{dt}, \quad (4)$$

Момент від статичної сили опору ексцентричної маси бетонної суміші має максимальне значення на початку формування. В процесі обертання форми бетонна суміш розподіляється по стінкам і цей момент падає до нуля. (Рис.2)

Умовою приймаємо, що цей момент змінюється по прямолінійному закону:

Момент інерції опалубки з бетонною сумішшю змінюється в процесі формування, при чому мінімальне значення він має на початку процесу. Умовно приймаємо, що момент інерції змінюється по закону прямої лінії. (Рис.3)

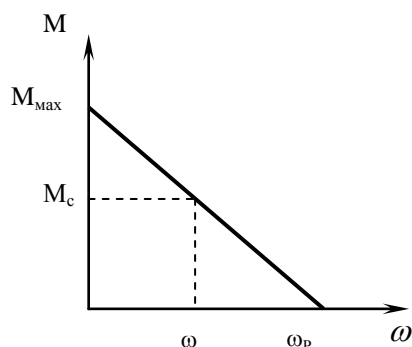


Рис.2 Закон змінення статичного моменту ексцентричної маси в процесі формування

M_{max} – максимальний момент від ексцентричної маси; ω_p - швидкість при повному розподілі бетонної суміші по стінкам форми.

Статичний момент із графіка Рис.2

$$M_C(\omega) = M_{max} - \frac{M_{max}}{\omega_p} \omega \quad (5)$$

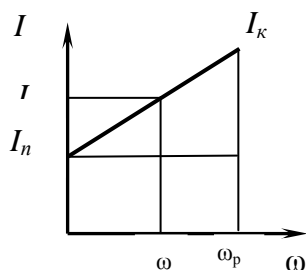


Рис.3 Закон змінення моменту інерції форми з бетонною сумішшю в процесі формування

I_n – момент інерції суміші на початку формування; I_k – момент інерції напівфабриката;
 ω_p - кутова швидкість при повному розподілі бетонної суміші.

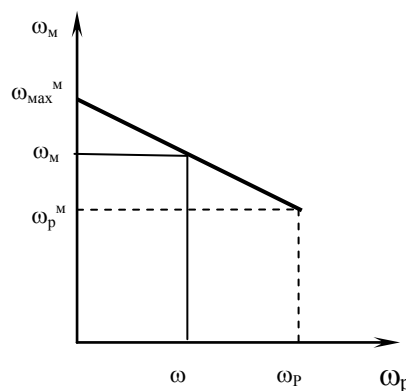


Рис.4 Закон змінення кутової швидкості маховика при розгоні форми

Момент інерції опалубки з бетонною сумішшю змінюється в процесі формування, при чому мінімальне значення він має на початку процесу. Умовно приймаємо, що момент інерції змінюється по закону прямої лінії. (Рис.3)

Момент інерції із рис.3

$$I = I_n + \frac{I_k - I_n}{\omega_p} \omega; \quad (6)$$

Кутова швидкість маховика поступово знижується в процесі розгону форми від нерухомого стану до швидкості розподілу ω_p , після чого маховик відключається. (Рис.4)

ω_{max}^M – первинна кутова швидкість маховика,
 ω_p^M – кутова швидкість маховика при повному

розподілі бетонної суміші.

Кутова швидкість маховика:

$$\omega_M = \omega_{max}^M - \omega \left(\frac{\omega_{max}^M}{\omega_p^M} - 1 \right), \quad (7)$$

На роликівих центрифугах застосовують електродвигун постійного струму, що має падаючу характеристику (рис.5).

Момент двигуна у функції кутової швидкості:

$$M_g = M_n - \frac{M_n - M_{mp}}{\omega_n} \omega; \quad (8)$$

Підставимо параметри (4,5,6,7) в рівняння (3):

$$I_M \frac{d}{dt} \left[\omega_{max}^M - \omega \left(\frac{\omega_{max}^M}{\omega_p^M} - 1 \right) \right] = M_T + M_{max} - M_{max} \frac{\omega}{\omega_p} + \left[I_n + \frac{\omega}{\omega_p} (I_k - I_n) \right] \frac{d\omega}{dt} - \left(M_n - \frac{M_n - M_{mp}}{\omega_n} \omega \right) \quad (9)$$

Продиференціюємо ліву частину цього рівняння:

$$I_M \frac{d}{dt} \left[\omega_{max}^M - \omega \left(\frac{\omega_{max}^M}{\omega_p^M} - 1 \right) \right] = -I_M \left(\frac{\omega_{max}^M}{\omega_p^M} - 1 \right) \frac{d\omega}{dt} \quad (10)$$

Диференційне рівняння в розгорнутому вигляді:

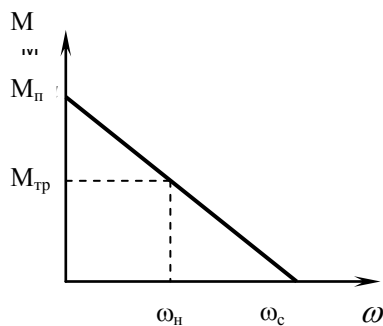


Рис.5 Характеристика двигуна постійного струму

M_n – пусковий момент; $M_{тр}$ – момент при сталому русі;
 ω_n – кутова швидкість при сталому русі

$$-I_M \left(\frac{\omega_{max}^M}{\omega_p^M} - 1 \right) \frac{d\omega}{dt} = M_T + M_{max} - \frac{M_{max}}{\omega_p} \omega + \left(I_n + \frac{I_k - I_n}{\omega_p} \omega \right) \frac{d\omega}{dt} - M_n + \frac{M_n - M_{mp}}{\omega_n} \omega \quad (11)$$

або після перетворень

$$\left[I_n + I_M \left(\frac{\omega_{max}^M}{\omega_p^M} - 1 \right) \right] \frac{d\omega}{dt} + \frac{I_k - I_n}{\omega_p} \omega \frac{d\omega}{dt} = (M_n - M_{mp} - M_{max}) + \left(\frac{M_{max}}{\omega_p} - \frac{M_n - M_{mp}}{\omega_n} \right) \omega$$

Введемо означення

$$I_n + I_M \left(\frac{\omega_{max}^M}{\omega_p^M} - 1 \right) = A; \quad \frac{I_k - I_n}{\omega_p} = B;$$

$$(M_n - M_{mp} - M_{max}) = D;$$

$$\left(\frac{M_{max}}{\omega_p} - \frac{M_n - M_{mp}}{\omega_n} \right) = K;$$

$$\text{Тоді } A \frac{d\omega}{dt} + B\omega \frac{d\omega}{dt} = D + K\omega; \quad (12)$$

Розділимо змінні:

$$\frac{d\omega}{dt} (A + B\omega) = D + K\omega;$$

$$dt = \frac{(B\omega + A)d\omega}{K\omega + D}; \quad (13)$$

Звідси

$$t = \int \frac{(B\omega + A)d\omega}{K\omega + D}$$

Після інтегрування:

$$t = \frac{B\omega}{K} + \frac{AK - BD}{K^2} \ln|K\omega + D| + C; \quad (14)$$

Із початкових умов : $t = 0; \omega = 0$; знаходимо константу інтегрування C .

$$C = \frac{BD - AK}{K^2} \ln|D|;$$

Тоді

$$t = \frac{B\omega}{K} + \frac{AK - BD}{K^2} \ln|K\omega + D| - \frac{AK - BD}{K^2} \ln|D| \quad (15)$$

$$t = \frac{B\omega}{K} + \frac{AK - BD}{K^2} \ln \left| \frac{K\omega + D}{D} \right|; \quad (16)$$

Це рівняння є законом руху форми при її обертанні за допомогою енергії електродвигуна і маховика.

Вирішення цього рівняння відносно ω можливо чисельним методом.

Аналіз рівняння (16) показує, що $K\omega + D > 0$;

Висновок

Таким чином в результаті теоретичних досліджень одержана математична модель робочого процесу роликвої центрифуги з акумулятором енергії у вигляді маховика. Подальші дослідження будуть пов'язані з чисельною реалізацією цієї моделі, а також її перевіркою за допомогою експериментального стенда.

Література

1. Артоболевський С.І. Теорія механізмів й машин.- М., Высшая школа, 1985 – 308с.
2. Богуславський В.Є., Шаленко О.О. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини № 64 К., КНУБА, 2004. Про деякі напрямки дослідження процесу формування довгомірних залізобетонних тіл обертання на роликвих центрифугах /



УДК 621.221.62-82

Б.М Пентюк к.т.н., ректор Вінницького соціально-економічного інституту Університету «Україна».

ПАРАМЕТРИЧНИЙ І СТРУКТУРНИЙ СИНТЕЗ ВІБРОСИСТЕМ ДЛЯ ПРЕСУВАННЯ ВИРОБІВ ІЗ ДРІБНОЗЕРНИСТИХ МАТЕРІАЛІВ.

Актуальність проблеми. Ефективність застосування вібрацій значною мірою визначається коректним врахуванням тих параметрів і характеристик, які суттєво впливають на рух тієї чи іншої вібромашини, відповідність дійсних параметрів робочого процесу розрахунковим. Цілком очевидно, що під час вібраційного робочого процесу відбувається взаємовплив машини і оброблювального середовища на їхній загальний рух і саме ця обставина є ключовою при визначенні параметрів.

Другим важливим елементом установлення ефективних режимів (параметричний синтез) і напрямків створення високоефективних вібраційних машин (структурний синтез) є пошук нових ідей і гіпотез для вирішення цієї проблеми, оскільки існуючі машини і процеси в стандартних гармонійних, як і віброударних режимах себе вичерпали. Одною із найперших ідей вирішення проблеми підвищення ефективності щодо віброущільнюючих будівельних машин була гіпотеза, запропонована проф. Назаренком І.І [1]: Цілеспрямоване врахування внутрішніх пружних властивостей загальної (гібридної [2]) системи «машинно-оброблювальне середовище» за умови забезпечення руху, наближеного до вільних коливань гібридної системи, є найбільш ефективним. Такий підхід дозволив автору ідеї запропонувати принципово нові конструктивні схеми вібромашин [3], що нашли загальний розвиток в дослідженнях Баранова Ю.О [5], Омельченко В.А [6], Свідерського А.Т [7], Ручинського М.М [8]. В цих роботах втілено в реальні конструкції і методи розрахунку на основі теорії зведення дискретно-континуальних систем до дискретних із урахуванням хвильових явищ [1], що проявляються в оброблювальному середовищі.

Тому розвиток досліджень [1–8] є актуальним для інших вібросистем.

Методика досліджень. В основі теоретичних досліджень прийнята методика врахування пружно-інерційних і дисипативних властивостей на основі ідей роботи [1] з новою

гіпотезою яка формулюється наступним чином: пошук ефективних режимів і її реалізації у вібросистемах ґрунтується і проводиться з врахуванням багаторежимного спектру коливань (параметричний синтез) і введення у вібросистему нового акумулюючого енергією елемента (структурний синтез).

В загальному підході запропонована структурна схема вібропресової системи складається із трьох основних елементів, що підлягають вивченню їх руху з різними силовими характеристиками і амплітудно-частотним спектром навантаження: вібростіл з формою і матеріалом, хвилевод і привантаження. Система характеризується зв'язками її елементів, керованістю, зміною у часі параметрів і характеристик і при певних умовах ієрархічністю, тобто можливістю розкладування на певні рівні. На найвищому рівні розглядаються загальні властивості системи; із зниженням рівня ступінь деталізації розгляду елементів вібросистеми зростає (наприклад, оцінка та вплив довготривалості удару), причому розглядається не система в цілому, а рух окремих елементів з урахуванням впливу інших елементів через контактні зони взаємодії. Такий методологічний захід дозволяє застосувати при встановленні закономірностей руху та створенні загальної вібросистеми блоково-ієрархічний підхід, що дає можливість надто складну вібросистему розділити на ряд задач [4], які послідовно вирішуються.

За функціональним змістом вібросистема має таке призначення:

- вібростіл: задає основну частоту коливань вимушуючої системи і є часовим репером системи;
- хвилевод (елемент, що знаходиться в загальній структурі між вібростілом і привантаженням): акумулятор енергії для передачі її до оброблюваного середовища на суб- і суперрезонансному режимах;
- привантаження: силова дія на виріб та спільне формування необхідного амплітудно-частотного спектру коливань.

Математична модель вібросистеми та визначення її руху виходячи із прийнятої методики, передумов та структурно-функціонального призначення складових елементів, модель вібросистеми має вид, представлений на рис. 1.

Приведена розрахункова схема представляє собою дискретно-континуальну систему і рівняння її коливань розглядаються у відповідності до тих чи інших етапів її руху.

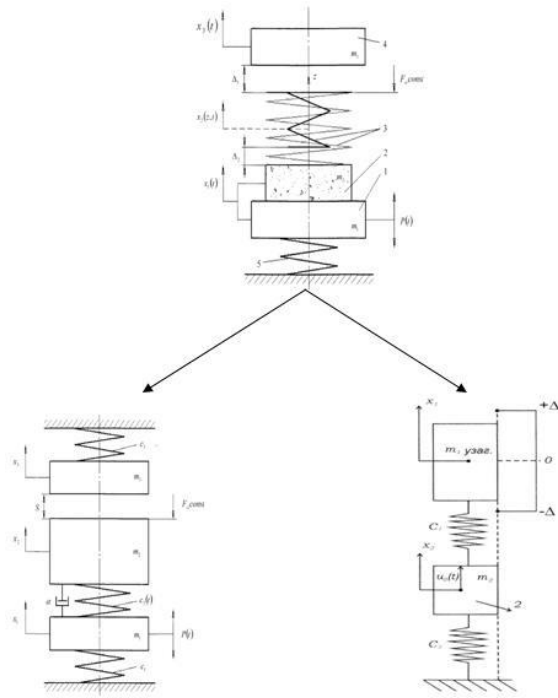


Рис. 1. Розрахункові схеми вібросистеми а - загальна, б, в - частинні. а – складається з 1 – вібростіл; 2 – прес-форма з матеріалом; 3 – хвилевод; 4 – привантаження; 5 – віброізолюючі опори.

Розглянемо декілька варіантів трансформації моделі (рис.1) з метою оцінки впливу тих чи інших параметрів на загальний процес руху.

Варіант 1. Приймаємо наступні передумови і допущення:

- виріб представляє собою пружне нелінійне тіло, коефіцієнт пружності є функцією часу – $c_2(t)$;
- хвилевод є системою з розподіленими параметрами і в рівняннях руху представляється приведеною масою m_2 , в якій враховані хвильові явища;
- привантаження представляється масою m_3 і коефіцієнтом пружності c_3 ;
- контакт порушується тільки між хвилеводом і привантаженням.

При цих передумовах маємо тримасову розрахункову схему з ударною взаємодією мас m_2 і m_3 (Рис.1).

Рівняння руху такої системи мають вид:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + \alpha \cdot (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + c_1 x_1 + c_2 \cdot (x_1 - x_2) = P(t) - m_1 g; \\ m_2 \ddot{x}_2 + \alpha \cdot (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + c_2 \cdot (x_2 - x_1) = -m_2 g - F_{st}; \\ m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \cdot (x_3 + S) = -m_3 g. \end{cases}$$

Рівняння (1) реалізують умову безударного руху, $F_{st} \neq f(t)$

Розв'язок розширено у формі:

$$\begin{cases} x_1(t) = \tilde{x}_1(t) + x_{10}; \\ x_2(t) = \tilde{x}_2(t) + x_{20}; \\ x_3(t) = \tilde{x}_3(t) + x_{30}. \end{cases} \quad (2)$$

Тоді для знаходження x_{10}, x_{20}, x_{30} незалежних від t маємо:

$$\begin{cases} c_1 x_{10} + c_2 \cdot (x_{10} - x_{20}) = -m_1 g; \\ c_2 \cdot (x_{20} - x_{10}) = -m_2 g - F_{st}; \\ c_3 x_{30} = -m_3 g. \end{cases} \quad (3)$$

Звідси знаходимо:

$$\begin{cases} x_{30} = -\frac{m_3 g}{c_3}; \\ x_{10} = \frac{(-m_1 g - m_2 g - F_{st})}{c_1}; \\ x_{20} = \frac{(-m_2 g - F_{st})}{c_2} + x_{10} = \frac{(-m_2 g - F_{st})}{c_2} + \frac{(-m_1 g - m_2 g - F_{st})}{c_1}. \end{cases} \quad (4)$$

Тоді для $\tilde{x}_1(t), \tilde{x}_2(t), \tilde{x}_3(t)$ маємо систему рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{\tilde{x}}_1 + \alpha \cdot (\dot{\tilde{x}}_1 - \dot{\tilde{x}}_2) + c_1 \tilde{x}_1 + c_2 \cdot (\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2) = P(t); \\ m_2 \ddot{\tilde{x}}_2 + \alpha \cdot (\dot{\tilde{x}}_2 - \dot{\tilde{x}}_1) + c_2 \cdot (\tilde{x}_2 - \tilde{x}_1) = 0; \\ m_3 \ddot{\tilde{x}}_3 + c_3 \cdot (\tilde{x}_3 + S) = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Розв'язок перших двох рівнянь системи (5) знайдемо використовуючи метод комплексних амплітуд:

$$\bar{P}(t) = P_0 \cdot e^{i\omega t}, \bar{\tilde{x}}_1 = \bar{u}_1 \cdot e^{i\omega t}, \bar{\tilde{x}}_2 = \bar{u}_2 \cdot e^{i\omega t}$$

де ω – частота вимушеної сили, тобто:

$$\bar{u}_1 = u_1 \cdot e^{-i\psi_1}; \quad \bar{u}_2 = u_2 \cdot e^{i\omega t},$$

де $u_{1,2}$ – дійсні амплітуди, як й P_0 – амплітуда вимушеної сили, $\psi_{1,2}$ – фази коливань мас $m_{1,2}$ відповідно. А для амплітуд коливань маємо:

$$\begin{cases} u_1 = \frac{P_0}{c_1} \cdot \left\{ \frac{(\delta^2 - \gamma^2)^2 + 4\mu^2 \cdot \gamma^2}{[(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \beta \cdot \delta^2 \cdot \gamma^2]^2 + 4\mu^2 \gamma^2 \cdot (1 - \gamma^2 - \beta \gamma^2)^2} \right\}^{\frac{1}{2}}; \\ u_2 = \frac{P_0}{c_1} \cdot \left\{ \frac{\delta^4 + 4\mu^2 \cdot \gamma^2}{[(1 - \gamma^2)(\delta^2 - \gamma^2) - \beta \cdot \delta^2 \cdot \gamma^2]^2 + 4\mu^2 \gamma^2 \cdot (1 - \gamma^2 - \beta \gamma^2)^2} \right\}^{\frac{1}{2}}; \\ \gamma = \omega \cdot \sqrt{\frac{m_1}{c_1}}, \quad \mu = \frac{\alpha}{2m_2} \cdot \sqrt{\frac{m_1}{c_1}}, \quad \beta = \frac{m_2}{m_1}, \quad \delta = \sqrt{\frac{c_2 \cdot m_1}{m_2 \cdot c_1}}. \end{cases} \quad (6)$$

Введемо позначення:

$$\Delta = \text{Re} \Delta + i \cdot \text{Im} \Delta = \{m_1 \cdot m_2 \cdot \omega^4 - [(m_1 + m_2) \cdot c_1 + m_2 c_2] \cdot \omega^2 + c_1 c_2\} + i \cdot \{\alpha \cdot \omega \cdot [c_1 - (m_1 + m_2) \cdot \omega^2]\}$$

(7)

(Підто:



$$\begin{cases} \operatorname{Re} \Delta = m_1 \cdot m_2 \cdot \omega^4 - [(m_1 + m_2) \cdot c_1 + m_1 c_2] \cdot \omega^2 + c_1 c_2; \\ \operatorname{Im} \Delta = \alpha \cdot \omega \cdot [c_1 - (m_1 + m_2) \cdot \omega^2] \end{cases} \quad (8)$$

Тоді:

$$\psi_1 = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{(c_2 - m_2 \omega_2) \cdot \operatorname{Im} \Delta - \alpha \omega \cdot \operatorname{Re} \Delta}{(c_2 - m_2 \omega_2) \cdot \operatorname{Re} \Delta + \alpha \omega \cdot \operatorname{Im} \Delta} \right\}; \quad (9)$$

$$\psi_2 = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{c_2 \cdot \operatorname{Im} \Delta - \alpha \omega \cdot \operatorname{Re} \Delta}{c_2 \cdot \operatorname{Re} \Delta + \alpha \omega \cdot \operatorname{Im} \Delta} \right\}. \quad (10)$$

Отже,

$$P(t) = P_o \cdot \cos \omega t;$$

$$\tilde{x}_1(t) = u_1 \cdot \cos(\omega t - \psi_1);$$

$$\tilde{x}_2(t) = u_2 \cdot \cos(\omega t - \psi_2). \quad (11)$$

Перетворимо, у зв'язку із вище поданими виразами, (11) рівняння системи (5):

$$\begin{cases} \ddot{\tilde{x}}_1 + \frac{\alpha}{m_1} \cdot (\dot{\tilde{x}}_1 - \dot{\tilde{x}}_2) + \frac{c_1}{m_1} \tilde{x}_1 + \frac{c_2}{m_1} \cdot (\tilde{x}_1 - \tilde{x}_2) = \frac{P(t)}{m_1}; \\ \ddot{\tilde{x}}_2 + \frac{\alpha}{m_2} \cdot (\dot{\tilde{x}}_2 - \dot{\tilde{x}}_1) + \frac{c_2}{m_2} \cdot (\tilde{x}_2 - \tilde{x}_1) = 0; \\ m_3 \ddot{\tilde{x}}_3 + c_3 \cdot (\tilde{x}_3 + S) = 0. \end{cases} \quad (12)$$

Відніmemo від другого рівняння системи (12) її перше рівняння. Тоді отримаємо:

$$\begin{cases} (\ddot{\tilde{x}}_2 - \ddot{\tilde{x}}_1) + \left(\frac{\alpha}{m_2} + \frac{\alpha}{m_1} \right) (\dot{\tilde{x}}_2 - \dot{\tilde{x}}_1) + \left(\frac{c_2}{m_2} + \frac{c_2}{m_1} \right) (\tilde{x}_2 - \tilde{x}_1) - \frac{c_1}{m_1} \tilde{x}_1 = -\frac{P(t)}{m_1}; \\ m_3 \ddot{\tilde{x}}_3 + c_3 \cdot (\tilde{x}_3 + S) = 0. \end{cases} \quad (13)$$

Введемо заміну змінних:

$$\tilde{x} = \tilde{x}_2 - \tilde{x}_1. \quad (14)$$

Тоді перше рівняння (13) системи можна подати так:

$$\begin{aligned} \ddot{\tilde{x}} + \frac{\alpha}{M} \cdot \dot{\tilde{x}} + \frac{c_2}{M} \cdot \tilde{x} &= \frac{c_1}{m_1} \tilde{x}_1 - \frac{P(t)}{m_1}, \\ M &= \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}. \end{aligned} \quad (15)$$

Або:

$$\ddot{\tilde{x}} + \frac{c_2}{M} \cdot \tilde{x} = \frac{c_1}{m_1} \cdot \tilde{x}_1 - \frac{P(t)}{m_1} - \frac{\alpha}{M} \cdot \dot{\tilde{x}}. \quad (16)$$

Враховуючи (11) з (12) маємо:

$$\begin{aligned} \ddot{\tilde{x}} + \frac{c_2}{M} \cdot \tilde{x} &= \frac{c_1}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos(\omega t - \psi_1) - \frac{P_o \cdot \cos \omega t}{m_1} + \frac{\alpha \omega}{M} \times \\ &\times \left\{ \frac{1}{2} \sin(\omega t - \psi_1) - \sin(\omega t - \psi_2) \cdot u_2 \right\}. \end{aligned} \quad (17)$$

Або:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} &= \frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos(\omega t - \psi_1) - \frac{P_o \cdot M}{m_1} \cdot \cos \omega t + \frac{\alpha \cdot \omega \cdot M}{M} \times \\ &\times \{ u_2 \cdot \sin(\omega t - \psi_1) - u_1 \cdot \sin(\omega t - \psi_2) \}. \end{aligned} \quad (18)$$

Після скорочення на M :

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} &= \frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos(\omega t - \psi_1) - \frac{P_o \cdot M}{m_1} \cdot \cos \omega t + \frac{\alpha \cdot \omega}{1} \times \\ &\times \{ u_2 \cdot \sin(\omega t - \psi_1) - u_1 \cdot \sin(\omega t - \psi_2) \}. \end{aligned} \quad (19)$$

Виконавши перетворення тригонометричних функцій:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} &= \frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot [\cos \omega t \cdot \cos \psi_1 - \sin \omega t \cdot \sin \psi_1] - \frac{P_o \cdot M}{m_1} \cdot \cos \omega t + \\ &+ \alpha \omega \cdot u_2 \cdot [\sin \omega t \cdot \cos \psi_1 - \cos \omega t \cdot \sin \psi_1] - \alpha \omega \cdot u_1 \cdot [\sin \omega t \cdot \cos \psi_2 \cdot \sin \psi_2] \end{aligned} \quad (20)$$

Після зведення членів рівняння (20) має

вид:

$$\begin{aligned} M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} &= \left[\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos \psi_1 - \frac{P_o \cdot M}{m_1} - \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \sin \psi_2 \right] \cdot \cos \omega t + \\ &+ \left[-\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \cos \psi_1 - \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \cos \psi_2 \right] \cdot \sin \omega t. \end{aligned} \quad (21)$$

Прийнявши позначення (21) можна представити у вигляді:

$$M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} = A \cdot \cos \omega t + B \cdot \sin \omega t, \quad (22)$$

де

$$\begin{cases} A = \frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos \psi_1 - \frac{P_o \cdot M}{m_1} - \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \sin \psi_2; \\ B = -\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \cos \psi_1 - \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \cos \psi_2, \end{cases} \quad (23)$$

Вираз $(A \cos \omega t + B \sin \omega t)$ можна

розкрити наступним шляхом:

$$\begin{aligned} A \cos \omega t + B \sin \omega t &= \sqrt{A^2 + B^2} \cdot \left\{ \frac{B}{\sqrt{A^2 + B^2}} \cdot \sin \omega t + \frac{A}{\sqrt{A^2 + B^2}} \cdot \cos \omega t \right\} = \\ &= \sqrt{A^2 + B^2} \cdot \{ \sin \omega t \cdot \cos \varphi + \cos \omega t \cdot \sin \varphi \}, \end{aligned} \quad (24)$$

де

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{A}{B} \right\} = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{-\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \cos \psi_1 - \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \cos \psi_2}{\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos \psi_1 - \frac{P_o \cdot M}{m_1} - \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \sin \psi_2} \right\} \quad (25)$$

Таким чином, рівняння руху досліджуваної системи має вид:

$$M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} = \sqrt{A^2 + B^2} \cdot \sin(\omega t + \varphi),$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \left\{ \frac{A}{B} \right\},$$

$$\begin{aligned} \frac{A}{B} &= \left[\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos \psi_1 - \frac{P_o \cdot M}{m_1} - \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \sin \psi_2 \right] \times \\ &\times \left[-\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \cos \psi_1 - \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \cos \psi_2 \right]^{-1}. \end{aligned} \quad (26)$$

Введемо позначення: $\sqrt{A^2 + B^2} = P^*$,

$$\varphi = \text{arctg} \left\{ \frac{\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \cos \psi_1 - \frac{P_o \cdot M}{m_1} - \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \sin \psi_2}{-\frac{c_1 \cdot M}{m_1} \cdot u_1 \cdot \sin \psi_1 + \alpha \omega \cdot u_2 \cdot \cos \psi_1 - \alpha \omega \cdot u_1 \cdot \cos \psi_2} \right\} \quad (27)$$

Тоді (26) записуємо таким чином:

$$M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} = P^* \cdot \sin(\omega t + \varphi). \quad (28)$$

Враховуючи рівняння для m_3 (див.13), а також (28) отримаємо остаточні рівняння, що відображають рух системи:

$$\begin{cases} M \cdot \ddot{\tilde{x}} + c_2 \tilde{x} = P^* \cdot \sin(\omega t + \varphi), \\ m_3 \cdot \ddot{\tilde{x}_3} + c_3 \cdot (\tilde{x}_3 + S) = 0. \end{cases} \quad (29)$$

$$\tilde{\varphi} = \varphi + \Delta\varphi \quad (29)$$

$\Delta\varphi$ – додатковий зсув фази, що виникає внаслідок зіткнень.

Ця система рівнянь за формою відповідає двомасовій вібраційній системі і на етапі загального аналізу дає можливість використати три підходи для подібних систем, а на завершальному етапі розрахунку врахувати структурну складність вихідної системи (див. рис. 1,6) через відповідні параметри і характеристики рівняння (27).

У моделі (29) $\tilde{\varphi}$ – фазовий зсув зовнішньої сили; S – зазор, тобто координата положення статичної рівноваги ланцюга m_3 при відсутності M , яка дорівнює $-S$. Приведемо рівняння до безрозмірної форми:

$$\begin{cases} \ddot{z}_1 + \zeta_1^2 \cdot z_1 = \zeta_1^2 \cdot \sin(\tau + \tilde{\varphi}); & \ddot{z}_2 + \zeta_2^2 \cdot (z_2 + \sigma) = 0; \\ z_1 = \tilde{x} \cdot \frac{c_2}{P^*}, & z_2 = \tilde{x}_3 \cdot \frac{c_2}{P^*}, & \tau = \omega t, & \sigma = S \cdot \frac{c_2}{P^*}, & \zeta_1^2 = \frac{c_2}{M \cdot \omega^2}, \\ \zeta_2^2 = \frac{c_3}{m_3 \cdot \omega^2}, & \tilde{\varphi} = \varphi + \Delta\varphi. \end{cases} \quad (30)$$

Розв'язки рівнянь (30) знаходимо у вигляді:

$$\begin{cases} z_1 = \zeta_1^2 \cdot (\zeta_1^2 - 1)^{-1} \cdot \sin(\tau + \tilde{\varphi}) + c_1 \cdot \sin(\zeta_1 \tau + \tilde{\psi}_1); \\ z_2 = -\sigma + \bar{c}_2 \cdot \sin(\zeta_2 \tau + \tilde{\psi}_2), \end{cases} \quad (31)$$

які повинні задовольняти наступним умовам періодичності:

$$\begin{cases} z_1 = z_2, & \dot{z}_1 = v_1, & \dot{z}_2 = v_2, & \text{при } \tau = 0 \\ z_1 = z_2, & \dot{z}_1 = u_1, & \dot{z}_2 = u_2, & \text{при } \tau = 2\pi l \end{cases} \quad (32)$$

Швидкості u_1, v_1, u_2, v_2 зв'язані рівняннями удару:

$$\begin{cases} M \cdot u_1 + m_3 u_3 = M \cdot v_1 + m_3 v_2; \\ \frac{v_2 - v_1}{u_1 - u_2} = R, \end{cases} \quad (33)$$

тобто, $u_{1,2}, v_{1,2}$ – швидкості ланцюгів M й m_3 відповідно до і після зіткнення, R – коефіцієнт відновлення ($0 < R \leq 1$). Крім того $z_{1,2}$ повинні задовольняти умовам:

$$z_1(0) = z_2(0) = z_1(2\pi l) = z_2(2\pi l), \quad (34)$$

$$l \in N, \quad (l=1,2,3,\dots)$$

де l – кратність режиму (віброударного).

В подальшому практичний інтерес представляє умова $l=1$, тобто коли за один період руху системи між M й m_3 відбувається один удар, так званий одноударний режим.

У (34) є три умови, а (33) утримує у собі два рівняння, які в сукупності дають п'ять залежностей, що дозволяють визначити п'ять невідомих: $\Delta\varphi, \bar{c}_1, \bar{c}_2, \tilde{\psi}_1, \tilde{\psi}_2$.

У зв'язку з останнім слід зазначити наступне. Метод розрахунку періодичних режимів руху двомасних віброударних систем (ВУС) (M й m_3), як і одномасних ВУС, обумовлюється на основі використання умов періодичності, які описують стан системи на початку й у кінці деякого заздалегідь обраного інтервалу часу, тривалість котрого дорівнює періоду руху (T), $\left(T = \frac{2\pi}{\omega}\right)$. Для двомісних

ВУС у загальному випадку положення ланцюгів (M й m_3) може бути знайдене тільки після повного опису періодичного режиму.

Розглянемо розрахунок одноударного періодичного режиму на прикладі приведеної двомасної моделі (29), коли до ланцюга M прикладена гармонічна сила $P^* \cdot \sin(\omega t + \varphi)$. Початок системи координат співпадає з положенням статичної рівноваги ланцюга M (при відсутності ланцюга m_3), а момент $t=0$ – з моментом зіткнення. При $R > 0$ на інтервалах між зіткненнями рух ланцюгів m_3 і M описується рівняннями (29) – (30).

Безпосередньо з умов $z_1(0) = z_1(2\pi l)$, $z_2(0) = z_2(2\pi l)$ випливає, що

$$\tilde{\psi}_i = \pi \left(S_i^* + \frac{1}{2} - l \cdot \zeta_i \right); \quad i = 1, 2, \quad (35)$$

де S_i^* – деякі цілі числа. Умова додатності імпульсу, який передається при зіткненні ланцюгом m_3 ланцюгу M , призводить до співвідношень:

$$\bar{c}_1 \cdot \zeta_1 \cdot \cos \tilde{\psi}_1 \geq 0 \geq \bar{c}_2 \cdot \zeta_2 \cdot \cos \tilde{\psi}_2. \quad (36)$$



Звідси, вважаючи, що $\bar{c}_1 > 0$, $\bar{c}_2 > 0$ цілі числа S_1^* й S_2^* знаходяться з нерівностей:

$$S_1^* < l \cdot \zeta_1 < S_1^* + 1;$$

$$S_2^* - 1 < l \cdot \zeta_2 < S_2^*, \quad l \in N. \quad (37)$$

Підставляючи у (33) вирази для швидкостей $u_i, v_i, i = (1, 2)$, з (31) отримуємо систему двох лінійних відносно \bar{c}_1, \bar{c}_2 рівнянь, звідки:

$$\bar{c}_1 = \frac{\zeta_1^2}{(1 - \zeta_1^2)} \cdot \frac{(1 + R)}{(1 - R)} \cdot \frac{1}{(1 + \mu)} \cdot \frac{\cos \tilde{\varphi}}{\zeta_1 \cdot \cos \tilde{\varphi}_1};$$

$$\bar{c}_2 = -\mu \cdot \bar{c}_1 \cdot \frac{\cos \tilde{\varphi}_1}{\cos \tilde{\varphi}_2}; \quad \mu = \frac{M}{m_3}. \quad (38)$$

Використовуючи (31) і (38), визначаємо швидкості:

$$\begin{cases} u_1 = \frac{\zeta_1^2}{(\zeta_1^2 - 1)} \cdot \frac{[\mu \cdot (1 - R) + 2]}{(1 - R) \cdot (1 + \mu)} \cdot \cos \tilde{\varphi}; \\ v_1 = \frac{\zeta_1^2}{(\zeta_1^2 - 1)} \cdot \frac{[\mu \cdot (1 - R) - 2R]}{(1 - R) \cdot (1 + \mu)} \cdot \cos \tilde{\varphi}; \\ v_2 = -u_2 = \frac{\zeta_1^2}{(\zeta_1^2 - 1)} \cdot \frac{(1 + R)}{(1 - R)} \cdot \frac{\mu}{(1 + \mu)} \cdot \cos \tilde{\varphi}. \end{cases} \quad (39)$$

Ці величини і ударний імпульс $I = M \cdot (v_1 - u_1)$ у системі є лінійними функціями $\cos \tilde{\varphi}$. Зокрема, I можна подати у вигляді:

$$I = \frac{2 \cdot M \cdot m_3 \cdot \omega}{(M + m_3)} \cdot \frac{P^*}{c_2} \cdot \frac{\zeta_1^2}{(1 - \zeta_1^2)} \cdot \frac{(1 + R)}{(1 - R)} \cdot \cos \tilde{\varphi}. \quad (40)$$

Для визначення фази $\tilde{\varphi} = \varphi + \Delta\varphi$, а точніше $\Delta\varphi$, використаємо першу з умов (34), котра з урахуванням (31), (35) і (38) приводить до фазового рівняння:

$$W_1 \cdot \sin \tilde{\varphi} + W_2 \cdot \cos \tilde{\varphi} = W_3, \quad (41)$$

де

$$\begin{cases} W_1 = 1; \\ W_2 = -\frac{(1 + R)}{(1 - R)} \cdot (M + m_3)^{-1} \cdot \left(\frac{m_3}{\zeta_1} \cdot \text{ctg} \{ \pi \cdot l \cdot \zeta_1 \} + \frac{M}{\zeta_2} \cdot \text{ctg} \{ \pi \cdot l \cdot \zeta_2 \} \right); \\ W_3 = \frac{S \cdot c_2}{P^*} \cdot \frac{(1 - \zeta_1^2)}{\zeta_1^2}. \end{cases} \quad (42)$$

$W_{1,2,3}$ можна подати й іншим чином:

$$\begin{cases} W_1 = 1; \\ W_2 = -\frac{(1 + R)}{(1 - R)} \cdot (1 + \mu)^{-1} \cdot \left(\frac{1}{\zeta_2} \cdot \text{ctg} \{ \pi \cdot l \cdot \zeta_1 \} + \frac{\mu}{\zeta_2} \cdot \text{ctg} \{ \pi \cdot l \cdot \zeta_2 \} \right); \\ W_3 = \sigma \cdot \frac{(1 - \zeta_1^2)}{\zeta_1^2}. \end{cases} \quad (43)$$

Область існування розв'язків цього рівняння (фазового – (41)) у просторі параметрів задається нерівністю:

$$\zeta_1^2 \cdot \sqrt{1 + W_2^2} \cdot |1 - \zeta_1^2|^{-1} \geq |\sigma|, \quad (44)$$

котра обмежує можливі значення зазору S . Для кожного σ , яке задовольняє (44), є два розв'язання фазового рівняння:

$$\cos \varphi_{1,2} = \left\{ W_2 \cdot W_3 \pm \sqrt{W_2^2 - W_3^2 + 1} \right\} \cdot (W_2^2 + 1)^{-1}. \quad (45)$$

Крім умови (44) слід також враховувати умови (36). З умов (36) й (38) випливає, що для розв'язку (45) повинно бути:

$$(1 - \zeta_1) \cdot \cos \tilde{\varphi} \geq 0. \quad (46)$$

Аналіз отриманих залежностей дозволяє сформулювати наступні умови руху вібростеми:

- 1) при $-(1 + W_2^2)^{1/2} < W_3 < -1$ обидва розв'язки (45) задовольняють умовам існування (44) і (46), якщо $W_2 \cdot (1 - \zeta_1) < 0$, і не задовольняють їм, якщо $W_2 \cdot (1 - \zeta_1) > 0$;
- 2) при $|W_3| < 1$ знаки величин $\cos \tilde{\varphi}_1$ і $\cos \tilde{\varphi}_2$ різні і існує єдиний періодичний (кратності l) закон руху;
- 3) при $1 < W_3 < (1 + W_2^2)^{1/2}$ маємо два періодичні розв'язки, якщо $W_2 \cdot (1 - \zeta_1) > 0$, і жодного розв'язку немає, якщо $W_2 \cdot (1 - \zeta_1) < 0$;
- 4) практична реалізація отриманих законів руху потребує визначення умов стійкості режимів руху досліджуваної системи і на цій основі розробити алгоритм розрахунку параметрів і характеристик системи "вібростіл – прес-форма з матеріалом – хвилевод – привантаження", з реалізацією форм-факторів.

Розглянемо режим руху при наступних передумовах і допущеннях :

- виріб моделюється пружно-енергійними властивостями, коефіцієнтом пружності C_1 і приведеною масою m_b , яка знаходиться в безперервному русі з хвилеводом $m_{хв}$ і разом складають масу m_1 ;
- вібростіл моделюється масою m_2 ;
- виріб під час руху знаходиться між двома симетрично розміщеними обмежниками коливань з координатами $x_1 = \pm\Delta$

Для таких передумов маємо двочастотну систему з симетричними ударами (рис 1,в).

1. Керування найпростішою системою позиціонування (рис.1,в).

Керуюча дія $U_2(t)$, $|U_2| \leq U_2$,

прикладена до ланцюга 2, який з'єднаний пружним зв'язком з виконавчим органом 1.

$$(m_{1узаг.} = m_{виробу} + m_{хвилевода})$$

Розглядаючи кожний ланцюг як тверде тіло і нехтуючи властивостями двигуна, запишемо рівняння системи у вигляді :

$$\begin{cases} m_2 \ddot{x}_2 + c_2 x_2 + c_1 \cdot (x_2 - x_1) = U_2 \\ m_{1узаг.} \ddot{x}_1 + c_1 \cdot (x_1 - x_2) = 0 \end{cases} \quad (47)$$

Тут x_1, x_2 – координати центрів мас ланцюгів, які відраховуються від положення рівноваги. Будемо вважати, що виконавчий орган здійснює обертально – поступальний рух між двома симетрично розміщеними обмежувачами з координатами $x_1 = \pm\Delta$, виходячи й входячи у обмежувач з нульовою швидкістю $\dot{x}_1 = 0$ при $x_1 = \pm\Delta$.

Використаємо підхід [8].

Виключимо з рівнянь (47) змінну x_2 , отримуємо:

$$\begin{cases} x_1 = l^1(p) \cdot n, l^1(p) = \gamma_1^2 \cdot \Delta^{-1}(p); p = \frac{d}{dt} \\ \Delta(p) = (p^2 + \gamma_1^2) \cdot (p^2 + \gamma_2^2 + \gamma_2^2) - \gamma_2^2 \cdot \gamma_1^2 \\ \gamma_1^2 = \frac{c_1}{m_1}, \gamma_2^2 = \frac{c_2}{m_2}, \gamma^2 = \frac{c_2}{m_1}, U = \frac{U_2(t)}{m_2} \end{cases} \quad (48)$$

$p = \pm i\Omega_1, \pm i\Omega_2$, де $\Omega_{1,2}$ – корені характеристичного рівняння $\Delta(p) = 0, \Omega_1 < \Omega_2$. Зрозуміло, що у системі,

оптимальній за швидкістю, частота руху w повинна бути більше за максимальну власну частоту системи:

$$\Omega_2 : w > \Omega_2, T = \frac{2\pi}{\Omega_2} \quad (49)$$

Чим менша потужність двигуна (U_2), тим ближче рух до резонансного, з частотою, яка трохи перевищує Ω_2 . Оптимальне управління

мас при цьому єдиний корінь $t = \frac{T}{4}$ (рис.2) і єдину точку перемикання.

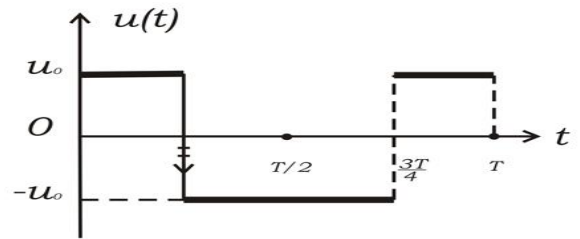


Рис. 2.- Характер зміни процесу управління рухом вібростисеми.

$$U(t) = \begin{cases} U_0, 0 < t < T/4, \\ -U_0, T/4 < t < T/2, U_0 = U_2/m_2 \end{cases} \quad (50)$$

Рівняння для визначення періоду T:

$$\frac{\gamma_1^2 \cdot U_0}{(\Omega_2^2 - \Omega_1^2)} \cdot \left[\frac{1 - \cos(\Omega_1 T/4)}{\Omega_1^2 \cdot \cos(\Omega_1 T/4)} - \frac{1 - \cos(\Omega_2 T/4)}{\Omega_2^2 \cdot \cos(\Omega_2 T/4)} \right] = \Delta \quad (51)$$

Визначивши період T, необхідно перевірити умову (49) і встановити, чи достатня потужність двигуна для реалізації режиму з бажаним періодом.

Початкові й кінцеві положення виконавчого елемента 1 задаються умовами контакту, а на рух ведучого ланцюга 2 обмеження не накладені. Разом з тим, для того щоб у системі реалізувався T – періодичний режим, початкове положення та швидкість ланцюга 2 повинні бути обрані у відповідності з умовами періодичності й узгоджені з рухом ланцюга 1.

В подальшому розглянуті резонансні та квазірезонансні коливання на основі використання періодичних функцій Гріна та методу приписування дослідження границі областей існування віброударних режимів процесу, та характеристики і відповідні параметри (рис. 3).

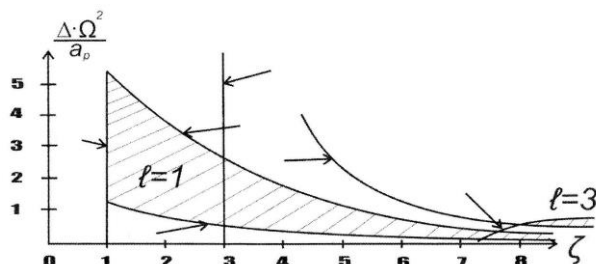


Рис. 3 - Области існування віброударних режимів преса.

→ Зони існування стійких режимів для різних схем пресів.

Як слідує із карти стійкості є декілька режимів, що може реалізувати вібросистема і найбільш ефективним є перша зона.

Висновки

1. Запропонована принципово нова ідея реалізації ефективної конструкції і параметрів вібропреса за рахунок акумулятора енергії-хвилевоза.
2. Отримані аналітичні залежності для описання динаміки преса різних конструктивних схем на основі дискретно-концептуальних моделей.
3. Встановленні закономірності руху досліджувальних систем, що відкривають реальні можливості для реалізації режимів на сут- та суперрезонансних режимах руху.

Література

1. Назаренко И.И Прикладные задачи теории вибрационных систем.-К.:ИСНО,1993.-216с.
2. Назаренко И.И Вибрационные машины и процессы строительной индустрии.-К.:КНУБА,2007.-230с.
3. Назаренко И.И Высокоэффективные виброформовочные машины.-К.: Выща шк.,1988.-140с.
4. Пентюк Б.М Высокоэффективные машины и процессы у керамичному виробництві.-К.: «МП Леся», 2005.-240с.
5. Баранов Ю.О Особенности проектирования ударно-вибрационных площадок с электромагнитным приводом и Горные строительные, дорожные и мелиоративные машины. – К.; Техника, 1990, Вып 43. – с69-72.
6. Омельченко В.А Повышенные эффективности рабочих процессов строительных машин: Сб. Научных трудов/Ред.кол.: В,Л Баладинский и др. – К.; УМК ВО, 1991. – с.108-112.
7. Свідерський А.Т Розрахунок ударно-вібраційної установки з гідравлічним приводом. И Республіканський міжвідомчий науково-технічний збірник. "Гірничі будівельні, дорожні мелиоративні машини", Київ, КДТУБА, 1998, Вип.. 52, с. 84-87.
8. Ручинський М.М Методи дослідження і розрахунку параметрів віброустановки для формування фундаментальних блоків. Зб.: Гірничі будівельні, дорожні та мелиоративні машини. Київ, 1999. – №54. – с.82-87.



УДК 534

*М.П. Нестеренко, канд. техн. наук, доцент
Полтавського національного технічного
університету*

РОЗРАХУНОК РУХОМИХ РАМ ВІБРОПЛОЩАДОК НА ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ

Актуальність проблеми. Індустріальна база капітального будівництва вимагає підвищення технічного рівня і модернізації підприємств збірного залізобетону. Матеріальні і фінансові можливості нашої держави, зважаючи на економічну ситуацію, що склалася, вельми обмежені. Тому в галузі збірного залізобетону необхідно використовувати можливі резерви виробництва і ресурсозберігаючі технології, які дозволили б здійснювати реальне технічне переоснащення галузі з мінімальними витратами і в стислі терміни.

Блокові віброплощадки типу СМЖ мають низьку надійність, підвищене енергоспоживання і викликають надмірний виробничий шум на робочих місцях операторів.

Вихід з положення, що склалося, може бути знайдений шляхом впровадження економічного, простого і достатньо ефективного формувального устаткування, яке може бути виготовлене на місцевих ремонтно-механічних заводах при мінімальній потребі в комплектуючих виробках, що поставляються з-за кордону.

Сюди, в першу чергу, можуть бути віднесені уніфіковані низькочастотні віброплощадки типу ВПГ рамного типу з просторовими коливаннями рухомої рами вантажопідйомністю від 10 до 100 т, розроблені в Полтавському інженерно-будівельному інституті, які можливістю якісного і продуктивного формування охоплюють основну номенклатуру збірних виробів з важкого бетону і керамзитобетону. У них відсутні традиційно ненадійні вузли серійних віброплощадок: редуктори-синхронізатори, карданні вали, електромагніти, пружини і при цьому використовується мінімум комплектуючих виробів. Принцип уніфікації полегшує виготовлення, впровадження, технічне обслуговування цих віброплощадок як в закритих приміщеннях, так і на відкритих полігонах.

Один з напрямів вдосконалення заводської технології збірного залізобетону і підвищення конкурентноздатності залізобетонних виробів – це їх раціональне укрупнення, підвищення технологічності і зниження витрат на транспортування від заводу-виробника до будівельного майданчика.

Застосування віброплощадок великої вантажопідйомності на відкритих полігонах біля об'єкту, що будується, в зоні дії монтажного крана в принципі вирішує ці проблеми. Формування укрупнених фрагментів житлових і промислових будівель, фундаментів під машини і устаткування, ланок водопровідних труб великого діаметру, елементів тунелів і галерей, фасонних блоків гідротехнічного будівництва і т.д. відкриває перспективу вдосконалення технології капітального будівництва, заощадження матеріальних і енергетичних ресурсів, скорочення його термінів і трудовитрат.

З вживаних в даний час на заводах збірного залізобетону віброплощадок великої вантажопідйомності набули найбільшого поширення:

– віброплощадки типу СМЖ-199А (вантажопідйомність до 24 т), СМЖ-164 (вантажопідйомність до 40 т), що випускалися до 1992 р. Челябінським заводом «Строммашина»;

– віброплощадки типу ВПС-24М (вантажопідйомність до 24 т), ВПГ-50М (вантажопідйомність до 60 т), розроблені в Полтавському інженерно-будівельному інституті, випускалися на відомчих ремонтно-механічних заводах України, Росії, Білорусії і Казахстану.

Віброплощадки типу СМЖ є блоковими вібромашинами з вертикально направленими коливаннями, що працюють на частоті 50 Гц. Вони складаються з уніфікованих вузлів: двовальних дебалансних віброзбудників направленої дії з примусовою синхронізацією, електромагнітних пристроїв для кріплення форм, редукторів-синхронізаторів, карданних валів, пружинних опор і великої кількості (більше 50) підшипників кочення. Багаторічна практика експлуатації цих машин виявила ряд істотних недоліків.

Найслабкішою ланкою у віброплощадці є система карданних валів для редукторів-синхронізаторів. Має місце частий вихід з ладу електромагнітів і електроприводів, із-за чого віброплощадки часто простоюють, що відбивається на річній продуктивності.

Віброплощадка СМЖ-199А і СМЖ-164 мають невиправдано велику витрату електроенергії. Рівень шуму при роботі цих віброплощадок при прискореннях 4,5g значно перевершує допустимі значення. Вживані шумозахисні кожухи ускладнюють конструкцію вібромашини, збільшують її металоємність і практично не досягають мети. Віброплощадки СМЖ-199А і СМЖ-164 не можуть експлуатуватися на відкритих полігонах.

Віброплощадки типу ВПГ є машинами рамного типу з коливаннями переважно в горизонтальній площині, працюють на частоті 25...30 Гц. Збуджувані незалежними дебалансними віброзбудниками просторові

коливання рухомої рами на цій частоті володіють достатньою технологічною ефективністю при прискореннях 1,5...2,5g, а по рівню звукового тиску такий динамічний режим не перевищує санітарно-гігієнічних норм і не вимагає додаткових захисних заходів. Віброплощинки типу ВПГ мають гранично просту і технологічну конструкцію з мінімумом комплектуючих виробів. Вони складаються з рухомої рами, пружних гумовометалевих опор, одного або двох дебалансних віброзбудників і електродвигунів, встановлених на підмоторних рамах. З'єднання віброзбудника і електродвигуна здійснюється за допомогою клинопасової передачі і захищається, на відкритих полігонах, від зовнішніх механічних і атмосферних дій захисним кожухом. При використанні бетонних сумішей з осіданням конуса 2-4 см форми на рухомій рамі віброплощинки лише обмежуються від сповзання упорами. При використанні жорстких бетонних сумішей форми повинні закріплюватися на рухомій рамі. На рис. 1 представлені віброплощинки ВПС-24М і ВПГ-50М, що набули широкого поширення на заводах збірного залізобетону. Експлуатація рамних віброплощадок показала, що в деяких випадках з'являлися тріщини їхніх рухомих рам, в результаті чого виникали непередбачувані ремонтні роботи і виробничі простоя з технологічних причин. Отже, при конструюванні віброплощадок типу ВПГ необхідно застосовувати більш методи динамічного розрахунку.

Стан досліджень. Необхідність забезпечення міцності і надійності робочого органу вібромашин із заданими динамічними параметрами прямо пов'язана з постановкою завдань за визначенням рівнів завантаженості їхніх елементів і прогнозуванні напружено-деформованого стану на етапі проектування.

Значний внесок до вирішення проблем створення і розрахунку вібраційної техніки внесли П.М. Алабужев, І.І. Блехман, О.О. Борщевський, І.Ф. Гончаревич, Б.В. Гусев, А.Є. Десов, А.М. Лялинов, О.Г. Маслов, І.І. Назаренко, К.О. Олехнович, В.Н. Потураєв, К.М. Рагульскис, Л.І. Сердюк, В.Й. Сівко, Д.Ф. Толорая, В.М. Шмигальський, К.В. Фролов, О.Г. Червоненко та ін.

Методи розрахунку конструкцій на динамічні дії розроблялися провідними ученими-механіками: В.В. Болотіним, Д.В. Вайнбергом, І.І. Гольденблатом, А.Н. Криловим, Я.Г. Пановко, А.П. Філіповим і ін.

Одним з основоположників динамічного розрахунку віброплощадок був А.Є. Десов. В його роботі [1] віброплощинка представлена як тверде тіло з шістьма ступенями вільності, положення якого визначається трьома проекціями переміщень центру тяжіння по напрямку осей X, Y, Z і трьома кутами повороту.

Частинні похідні дисипативної функції у відповідності до узагальнених координат записані таким чином:

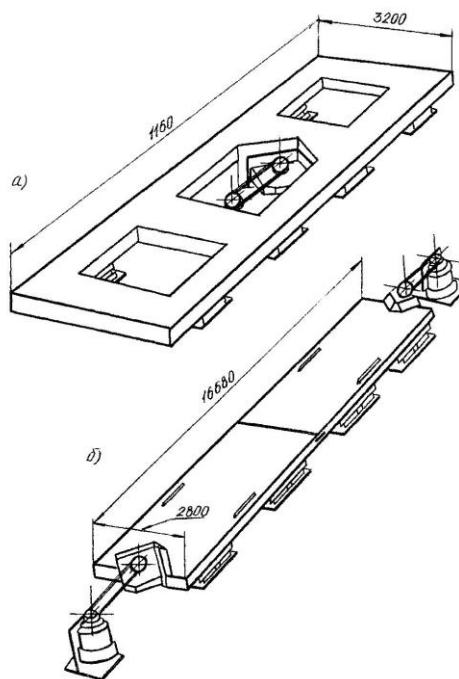


Рис. 1. Конструктивні схеми віброплощадок типу ВПГ

а – віброплощинка ВПС 24М; б – Віброплощинка ВПГ 50М

$$\frac{\partial D}{\partial x_0} = \sum f_x'' \omega x_0 = F_x \omega x_0;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_{xy}} = \sum (f_x'' \xi + f_y'' \eta) \dot{\varphi}_{xy} \omega;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_{yz}} = \sum (f_y'' \zeta + f_z'' \xi) \dot{\varphi}_{yz} \omega;$$

$$\frac{\partial D}{\partial \dot{\varphi}_{zx}} = \sum (f_x'' \zeta + f_z'' \eta) \dot{\varphi}_{zx} \omega;$$

де f_x'', f_y'', f_z'' – питомі коефіцієнти опорів, що приходяться на одиницю довжини рами;

ω – кутова частота;

x_0, y_0, z_0 – абсолютні координати;

η, ξ, ζ – відносні координати.

Отримані значення частинних похідних підставляються в рівняння Лагранжа:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = - \frac{\partial D}{\partial q} + Q(t),$$

де \dot{q} – узагальнена координата, для якої складається рівняння;



$Q(t)$ – зовнішнє навантаження у функції часу.

Таким чином, отримують систему з шістьох рівнянь з шістьма невідомими компонентами переміщень:

- три рівняння руху центру інерції;
- три рівняння повороту системи, що описують рух щодо центру тяжіння.

Перша група рівнянь:

$$M\ddot{x}_0 + F_x \omega \dot{x}_0 + E x_0 = Q_x(t);$$

$$M\ddot{y}_0 + F_y \omega \dot{y}_0 + E y_0 = Q_y(t);$$

$$M\ddot{z}_0 + F_z \omega \dot{z}_0 + E z_0 = Q_z(t),$$

де M – маса віброплощинки;

F_x, F_y, F_z – проекція сил опору на відповідні осі;

E, E_z – коефіцієнти пружності.

Друга група рівнянь:

$$\begin{cases} J_x \ddot{\phi}_{yz} + \sum_i (f_y'' \zeta + f_z'' \xi) \phi_{yz} \omega + \sum_{i=1}^n (E \zeta + E_z \xi) \rho_{yx} = Qh(t); \\ J_y \ddot{\phi}_{zx} + \sum_i (f_x'' \zeta + f_z'' \eta) \phi_{zx} \omega + \sum_{i=1}^n (E \zeta + E_z h) \rho_{zx} = Qh(t); \\ J_z \ddot{\phi}_{xy} + \sum_i (f_x'' \xi + f_y'' \eta) \phi_{xy} \omega + \sum_{i=1}^n (\xi + \eta) E_{yx} = Qh'(t). \end{cases}$$

де J_x, J_y, J_z – моменти інерції рами

віброплощинки відносно осей x, y, z ;

h – виліт ексцентриків

відносно центра тяжіння.

За допомогою такої розрахункової схеми можна отримати переміщення в усіх точках рухомої рами віброплощинки, знайти інерційні сили і зусилля в пружних зв'язках, але не можна обчислити зусилля в рухомій рамі віброплощинки і правильно оцінити напружений стан її металокопункції. При розрахунку віброплощадок, що мають невеликі геометричні розміри в плані і вантажопідйомність близько 0,5...3 т, ця розрахункова схема цілком прийнятна. Але із зростанням вантажопідйомності і розмірів віброплощинки така схема стає дуже спрощеною.

При розрахунку на міцність віброплощадок ударної дії різного конструктивного виконання, А.М. Лялиновим, одним з перших творців віброплощадок великої вантажопідйомності, була висунута ідея розгляду рухомих рам вібромашин як балок, що переміщуються в контакт і у відриві від пружної підстави.

У основу цього розрахунку покладена гіпотеза Вінклера, яка передбачала наявність двосторонніх зв'язків між балкою і основою. Розрахункова схема віброплощинки представлена у вигляді двох тіл, одне з яких моделює рухому

раму, а друге – пружний обмежувач переміщень. Частина періоду рама рухається у контакт з пружним обмежувачем переміщень, частина – у відриві від нього. В останньому випадку зберігається тільки односторонній зв'язок, тому завдання відшукання інерційних зусиль, що діють на рухому раму, є істотно нелінійним.

Динамічний розрахунок на міцність рухомої рами замінений статичним розрахунком на дію розподілених інерційних сил складеної балки, що спирається в окремих частинах на пружні прокладки, що моделюються жорсткими опорами. Розглядаються два режими роботи рами: за відсутності галопування і при просторовому галопуванні. В першому випадку розрахунок ведеться за наступною схемою:

– розраховуються прискорення і інерційні сили, що розвиваються рухомою рамою при ударі об пружний обмежувач переміщень;

– визначається площа пружного обмежувача переміщень і призначається його розташування на рухомій рамі;

– будуються епюри згинаючих моментів і поперечних сил для балки, завантаженої рівномірним навантаженням, функцією інерційних розподілених сил і потім, виходячи з допустимих напружень, підбирається поперечний перетин.

Із-за переміщення центру мас системи в процесі висипання і ущільнення бетонної суміші А.М. Лялиновим передбачається галопування рухомої рами віброплощинки щодо подовжніх і поперечних осей – це другий випадок розрахунку. У орієнтовному розрахунку рами на міцність розглядається плоске галопування, при цьому визначається тільки максимальний згинаючий момент, викликаний інерційними силами, що з'являються при обертанні рами навколо поперечної осі. Обертанням навколо подовжньої осі нехтують, оскільки інерційний згинаючий момент відносно цієї осі менше моменту щодо поперечної осі.

Просторове галопування приводить до періодичних ударів кінця рухомої рами об пружний обмежувач переміщень, а реакція пружного обмежувача викликає поворот рами щодо подовжньої і поперечної осей, що проходять в даний момент через центр мас системи. Цей варіант розрахунку дає максимальний згинаючий момент у небезпечному перетині, де спостерігається найбільша вірогідність тріщин.

Звертає на себе увагу динамічний розрахунок вібраційних транспортно-технологічних машин (ВТТМ) в різних конструктивних виконаннях. Динамічне завдання в цьому випадку розділяється на декілька частин:

– вивчення поведінки сипкого вантажу, що знаходиться під впливом вібрації, виявлення його реакції на робочі органи, тобто досліджується складна взаємодія частин системи:



технологічне навантаження – робочий орган – джерело енергії;

– оцінка пружних коливань і напружено-деформованого стану несучих конструкцій робочих органів;

– оцінка пружних коливань і напружено-деформованого стану тонкостінних робочих органів, що безпосередньо взаємодіють з сипким вантажем.

Несучі конструкції робочих органів важких ВТТМ, унаслідок їх значних розмірів і мас, розглядаються з позицій механіки систем з розподіленими і зосередженими параметрами. Для аналізу і розрахунку пружних коливань, напруженого стану різноманітних робочих органів, їх конструкції класифікуються на основі ознак, що відображають найбільш істотні сторони динамічних деформаційних процесів, що відбуваються в системі. З погляду вибору раціональної розрахункової моделі всі робочі органи умовно розділяються на чотири групи: протяжні стрижньового типу; тонкостінні типу пластин і оболонок; плоскі або просторові, такі, що приводяться до стрижньових рам; комбіновані.

До стрижньових моделей відносяться робочі органи, у яких один з розмірів конструкції істотно перевершує інші. До таких ВТТМ перш за все відносяться протяжні горизонтальні і вертикальні віброконвеєри і транспортно-технологічні пристрої на їх основі з робочим органом у вигляді жолоба або довгої труби. Як метод розрахунку пружних поперечних і подовжніх коливань і напружено-деформованого стану горизонтальних ВТТМ використовується метод кінцевих елементів. Остаточний висновок про працездатність ВТТМ дається на основі аналізу вимушених коливань. Завдання розрахунку амплітудних значень пружних переміщень і напружень приблизно вирішується методом кінетостатики.

Конструкції робочих органів практично всіх видів вібраційних грохотів, вібраційних фільтруючих центрифуг і т.п., приведені до плоских і просторових стрижньових рам, напружено-деформований стан яких оцінюється на основі розрахунку, вироблюваного методом переміщень.

Інші часткові питання рішення задач динаміки конструкцій і механізмів, що мають відношення до даного питання, можна представити як:

– математичне моделювання динамічних систем;

– скорочення числа ступенів вільності в коливальних системах;

– розподіл дискретних мас в континуальних системах;

– вплив на характер коливань жорсткісних характеристик;

– моделювання на ЕОМ коливань механічних систем;

– автоматизацію динамічних розрахунків;

– алгоритмізацію динамічних розрахунків;

– автоматизацію проектування вібраційних машин;

– метод кінцевих елементів;

– динамічні розрахунки лінійних і нелінійних систем;

– рішення задач вимушених коливань вібросистем;

– дослідження чинників чутливості коливальних систем;

– питання технології виготовлення залізобетонних виробів на віброформувальних машинах.

Таким чином із аналізу відомих робіт, присвячених динамічному розрахунку вібраційних машин, можна констатувати наступне.

Застосовані для оцінки деформаційних і міцностних характеристик металоконструкцій вібраційних технологічних машин відомі розрахункові схеми мають певні недоліки. Істотні недоліки стосовно динамічного розрахунку віброплощадок великої вантажопідйомності має розрахункова схема у вигляді твердого тіла на пружних опорах, а також використовувана при розрахунку віброплощадок ударної дії розрахункова схема у вигляді балки з рівномірно розподіленими по довжині силами інерції, яка припускає кінцеву жорсткість балки, але не враховує додаткових інерційних сил, що виникають при деформаціях конструкції.

У останнє десятиліття широкого поширення набули універсальні методи розрахунку, основані на ідеях методу кінцевих елементів (КЕ). Існують програмні комплекси, що реалізують ці методи на ЕОМ (ЛІРА, МІРАЖ, СУПЕР. ДІАНА, SAP80, ЗЕНІТ і ін.). Результатами розрахунку конструкцій методом КЕ є переміщення, зусилля (або напруження) у вузлових точках, число яких може вимірюватися сотнями, а іноді і тисячами, залежно від складності і розмірів конструкції. Обробка цих результатів на стадії конструювання машини вимагає значних витрат часу. Ці витрати багато разів збільшуються при динамічних розрахунках, оскільки названі програмні комплекси, як правило, дозволяють розраховувати тільки на гармонійні вимушуючі сили, що змінюються в часі по одному закону. Якщо ж сили мають різні закони зміни (наприклад, мають одну частоту, але різні кути зсуву по фазі), то розрахунок ведеться на дію кожної сили окремо з подальшим складанням уручну гармонік переміщень і зусиль. Окрім цього, метод кінцевих елементів припускає дискретизацію розподілених мас системи, тобто заміну континуальної системи системою з кінцевим числом ступенів вільності.

На кількість ступенів вільності накладаються жорсткі обмеження, виходячи з швидкодії ЕОМ і обсягу її оперативної пам'яті. Як показали наші дослідження, динамічний розрахунок рухомих рам віброплощадок пов'язаний з визначенням частот власних коливань з високими номерами і обмеження в числі ступенів вільності вносять істотні погрішності до визначення вищих частот. Відмічені недоліки існуючих методів динамічного розрахунку вібраційних машин зумовили два напрями дослідження:

– використання наявних програмних комплексів для розрахунку рухомих рам віброплощадок по дискретних розрахункових схемах з подальшою обробкою результатів на персональному комп'ютері;

– розробку способу розрахунку віброплощадок на основі континуальних розрахункових схем і створення пакету програм для персонального комп'ютера в цілях реалізації цього способу.

Вказані напрями досліджень повинні з достатнім наближенням вирішувати на етапі проектування віброплощадок великої вантажопідйомності завдання створення раціональної конструкції рухомої рами із зменшеною металоемністю при збереженні її міцності і жорсткості.

В процесі проектування віброплощадок виникає необхідність раціонального підбору таких конструктивних параметрів, як величина і напрям вимушуючих сил віброзбудників, їх положення щодо центру мас коливальної системи, рівня допустимих амплітуд вібропереміщень і віброприскорень в окремих точках рухомої рами, а також вирішувати задачі міцності металоконструкцій. Отримання аналітичної залежності між вказаними параметрами або дуже складно, або в принципі не можливо, тому представляються, на наш погляд, допустимими багатоваріантні розрахунки, вироблювані на персональному комп'ютері з метою вибору оптимальних параметрів конструкції вібромашини, що розраховується. Крім того, багатоваріантний динамічний розрахунок, як метод рішення перерахованих вище задач – це реальний ступінь до автоматизації процесу проектування віброплощадок великої вантажопідйомності.

Названі розрахункові методи прийняті як основний напрям досліджень по динаміці віброплощадок великої вантажопідйомності. Розроблена програма розрахунку рухомих рам на динамічні навантаження, яка використана при створенні уніфікованого ряду віброплощадок типа ВПГ вантажопідйомністю 20 – 100 т.

Висновки:

1. Встановлено, що існуючі методи розрахунку рам віброплощадок не в повній мірі відображають виникаючі напруження, що в ряді випадків приводить до виходу цих рам із ладу.

2. Запропонована методика для розробки програм розрахунку рам на основі дискретних та дискретно-континуальних схем.

Література

1. Десов А.Е. Вибрированный бетон. – М.: Стройиздат, 1956. – 242 с.



УДК 621.01:621-868

О. С. Ланець Інститут інженерної механіки та транспорту Національного університету „Львівська політехніка”

Кафедра “Автоматизація та комплексна механізація машинобудівної промисловості”

ОДИН ІЗ ПІДХОДІВ У СТВОРЕННІ ВИСОКОЧАСТОТНИХ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ ВІБРАЦІЙНИХ МАЙДАНЧИКІВ ДЛЯ УЩІЛЬНЕННЯ БЕТОНОСУМІШЕЙ

© О. С. Ланець, 2007

У статті викладаються принципи створення високочастотних вібраційних майданчиків для ущільнення бетоносумішей на основі електромагнітного приводу. Новизною даних конструкцій є використання ефекту «нульової жорсткості» в багатомасових механічних коливальних системах.

В статье выкладываются принципы создания высокочастотных вибрационных площадок для уплотнения бетоносмесей на основе электромагнитного привода. Новизной данных конструкций является использование эффекта «нулевой жесткости» в многомассовых механических колебательных системах.

In the article principles of creation of high-frequency vibratory grounds for the compression of concrete mixtures on the basis of electromagnetic occasion are laid out. The novelty of these constructions is the use of the effect of one «zero inflexibility» in the multimass mechanical oscillating systems.

Вступ. Зростаючі темпи розвитку промисловості, необхідність вигравати конкуренцію на ринку виробництва продукції, усе це вимагає впровадження високоефективного обладнання, яке б характеризувалось низькими затратами енергії, високою надійністю та якістю продукції. Безпосередньо ці тенденції зачепили і вібраційні технології. Вібраційні машини, як і будь-яке інше обладнання, повинні задовольняти високі технічні вимоги до обладнання за наступними критеріями: висока надійність, довговічність, ефективність (значні амплітуди коливань мас за незначних енергозатрат), відповідність санітарним нормам, миттєвість досягнення встановленого режиму роботи, тощо). Дані обставини обумовлюють науковців та інженерів шукати нові шляхи в створенні високоефективного обладнання. На сьогоднішній день існує промислова необхідність у високочастотних (частота вимушених коливань 100 Гц) вібраційних майданчиках з габаритами стола від $900 \times 400 \text{ мм}$, масою завантаження від 40 кг , максимальною амплітудою коливань робочого органу суто у вертикальному напрямку 0.3 мм , що призначені для виготовлення бруківки, облицювальної плитки, стоків, тощо.

Постановка проблеми. Розробка та виготовлення такого великогабаритного обладнання містить в собі ряд технічно складних та науково містких рішень. В першу чергу це пов'язано з тим, що вібромайданчик повинен працювати на частоті 100 Гц . В такому випадку за наявності рухомих з'єднань у приводі, він буде піддаватись високим динамічним навантаженням на вузли, а отже інтенсивному зношуванню. Ці фактори дещо обмежують використання віброзбудників з рухомими з'єднаннями, таких як інерційні, ексцентрикові, не говорячи уже за поршневі та плунжерні.

З іншого боку, застосування електромагнітних віброзбудників, в яких відсутні рухомі з'єднання, також має ряд проблем. Так, необхідність конструктивно закласти у вібраційній машині вищі амплітуди коливань робочого органу вимагає збільшення повітряного проміжку у віброзбудниках, що непропорційно, приблизно за гіперболоїдною залежністю, знижує їх тягове зусилля і призводить до значного споживання електроенергії. Прогнозовано малий повітряний проміжок

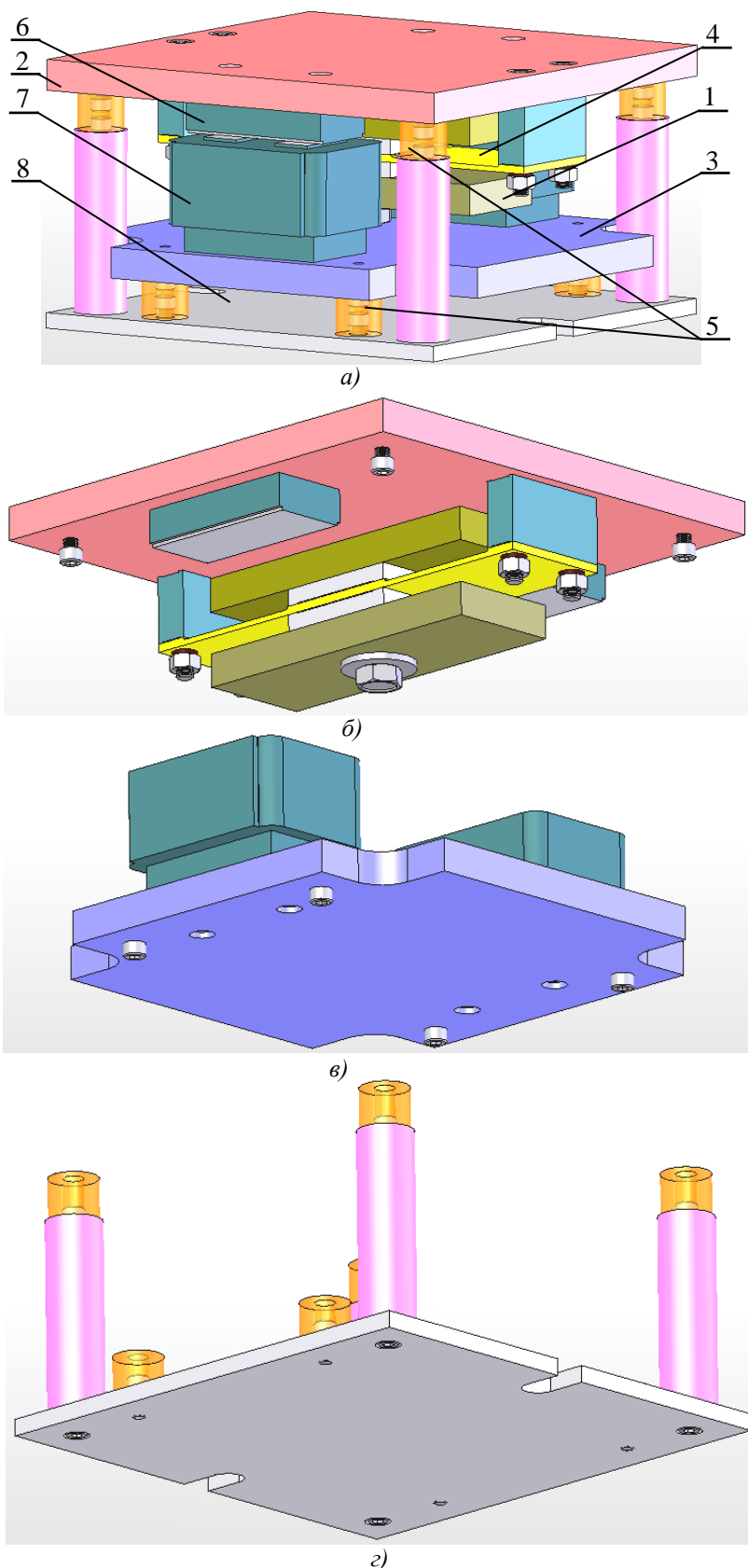


Рис.1. Просторова модель експериментального зразка вібраційного майданчика з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас

між якорем та осердям з котушкою віброзбудника, як у випадку 100-герцових вібраційних майданчиків, де амплітуда робочого органу повинна становити не більше 0.3 мм, може викликати явище прилипання. В такому випадку для існуючих вібраційних машин з електромагнітним приводом, в яких маси коливаються в протифазі, рух буде неможливий, або нестійкий. Значні проблеми виникають при забезпеченні рівномірності амплітуди коливань на частоті 100 Гц за усією поверхнею робочого органу.

Огляд літературних джерел. На сьогоднішній день, в переважній більшості, вібраційні машини даного призначення мають дебалансний віброзбудник, причому робоча частота їх коливань 25 Гц та 50 Гц. Збільшення частоти призводить до різкого зниження надійності дебалансного приводу. Огляд сторінок Internet встановив, що за кордоном зустрічаються дебалансні вібраційні машини, що працюють на частоті 100 Гц. В цілях підвищення надійності є спроби створення вібраційних майданчиків на основі електромагнітного приводу [1-4].

За принципом роботи вони є дво-масовими або багатомасовими, з гармонійним рухом або віброударні. Вібраційні майданчики з електромагнітними віброзбудниками та гармонійним рухом коливань зустрічаються переважно як малогабаритне лабораторне обладнання.

Цікавою та перспективною з точки зору автора є апробація міжрезонансних коливальних

систем на конструкціях вібраційних майданчиків. Однак такі системи зустрічаються лише як вібраційні грохоти [5].

Постановка задачі. В даній статті автор розкриє етапи та окреслить проблеми, що виникали під час створення великогабаритного високочастотного вібраційного майданчика, новизною якого є застосування багатомасових механічних коливальних систем з використанням ефекту «нульової жорсткості».

Виклад матеріалу. Свого часу був розроблений та виготовлений експериментальний зразок малогабаритного високочастотного вібраційного майданчика для ущільнення бетоноsumішей (рис.1 та рис.2), що базується на теорії синфазних коливань з використанням ефекту «нульової жорсткості» [6-8]. З конструктивних міркувань габарити робочого органу (плити) експериментального зразка вибрано $300 \times 300 \times 20$ мм. Такі відносно не великі розміри робочого органу дозволяють легко добитися необхідної його жорсткості на частоті вимушених коливань 100 Гц; низька металоемність не вимагатиме потужного приводу. Крім того, не затрачаючи великих коштів, можна перевірити усі нові конструктивні рішення та наукові положення закладені в експериментальному зразку.

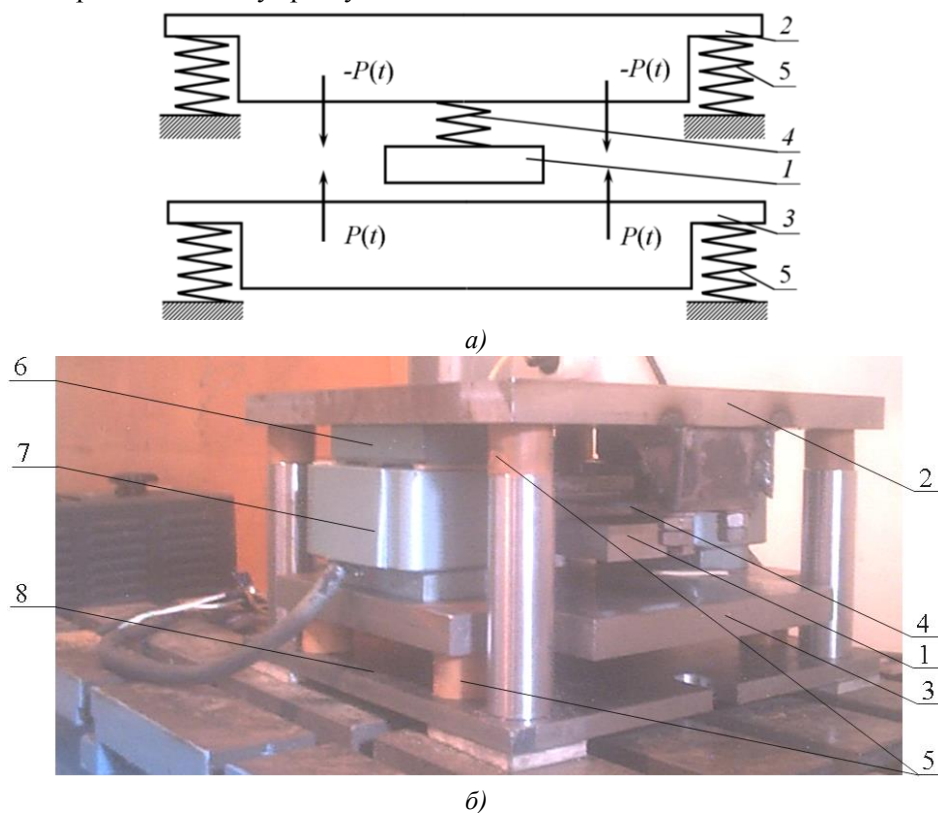


Рис.2. Структурна схема (а) та експериментальний зразок (б) вібраційного майданчика з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас, де нумерація проставлена у відповідності до рис.1

Тримасовий вібраційний майданчик (рис.1а), що призначений для ущільнення бетоноsumішей на частоті 100 Гц, складається з трьох основних роз'ємних модулів: проміжної маси 2, яка виступає в якості робочого органу, та активної маси 1, що з'єднані між собою пружною системою 4 (рис.1б); реактивної коливальної маси 3 (рис.1в) та нерухомої стійки 8 (рис.1г). Модель майданчика побудована згідно структурної схеми, що наведена на рис.2а. Проміжна 2 та реактивна 3 коливальні маси окремо встановлюються на нерухомій стійці через віброізолятори 5. Таке конструктивне рішення дозволяє позиціювати ці коливальні маси не залежно одна від одної. Крім того, це унеможливує «просідання» проміжної коливальної маси на реактивну та забезпечує легке розбирання конструкції у випадку необхідності. Активна коливальна маса 1



через пружну систему 4 знизу підвішується до проміжної маси. Маса 1 та пружна система 4 утворюватимуть так званий резонатор. До проміжної маси кріпляться якорі 6, до реактивної маси осердя з котушками 7 електромагнітних віброзбудників.

Вібраційний майданчик працює наступним чином. Дві суміжні маси, а саме проміжна 2 та реактивна 3, позначимо їх відповідно як m_n та m_p , з'єднані через віброізолятори 5 до нерухомої основи 8. Ці суміжні маси приводяться в рух завдяки прикладеному між ними періодично змінному збуджуючому зусиллю $p(t)$, що розвивається електромагнітними віброзбудниками. Проміжна та реактивна маси коливатимуться синфазно завдяки певному підбору, згідно теорії синфазних коливань [6-8], інерційного значення реактивної коливальної маси. Активна коливальна маса 1, позначимо її як m_a , кінематично збуджуючись від проміжної маси через пружну систему 4 з сумарною жорсткістю c_1 , рухатиметься в протифазі до двох суміжних мас. Необхідно відзначити, що саме проміжна та активна коливальні маси, утворюючи двомасову механічну коливальну систему з певним резонансним налагодженням z , і задають власну частоту коливань $\omega_0 = \omega/z$, де ω - колова частота вимушених коливань механічної системи вібраційного майданчика. Під час розрахунків коливальних систем з «нульовою жорсткістю» використовуються наступні спрощені формули [8]:

$$c_1 = \left(\frac{\omega}{z}\right)^2 M; \quad c_2 = 0, \quad m_p = \frac{m_n(1-z^2)(m_a+m_n)}{z^2(m_a+m_n)-m_n}. \quad (1)$$

де $M = \frac{m_a m_n}{(m_a + m_n)}$ - приведена маса. На основі проведених експериментальних досліджень на базі

малогабаритного вібраційного майданчика було спроектовано великогабаритний, принцип роботи якого аналогічний. Однак під час його проектування виникло ряд проблем, котрі необхідно було вирішити.

1. Вибір форми робочого органу вібраційного майданчика та матеріалу з якого він виготовлятиметься. Важливим завданням під час експлуатації будь-якої вібраційної машини, а особливо вібраційних майданчиків для ущільнення бетоносумішей, є досягнення стабільного значення амплітуди коливань за усією площею робочого органу. Це особливо актуально коли робочий орган працює на високих частотах з малими значеннями амплітуди коливань (як в нашому випадку, коли частота вимушених коливань повинна становити 100 Гц, а амплітуда 0.3 мм). Пояснюється це тим, що під дією збуджуючої сили окрім корисного поперечного коливання робочого органу як твердого тіла з'являються додаткові поперечні (паразитні) коливання. Накладання корисних і паразитних коливань на площині робочого органу призводитиме до нерівномірності значення амплітуди на певних ділянках робочого органу, що може спричинити появу бракованого продукту (недостатня і нерівномірна щільність виробів, не достатньо витіснена вода). Ще на стадії розробки є необхідність розрахувати значення першої власної частоти поперечних коливань робочого органу. Щоб розроблена конструкція забезпечувала стабільне та рівномірне ущільнення заготовок необхідно, щоб власна частота була принаймні в 3...4 рази вищою за вимушену. Дані розрахунки можна проводити різними методами. Використання так званих точних методів дуже часто не приводить до повного рішення, тому часто розрахунок доводиться здійснювати за допомогою наближених способів. З таких способів найбільш ефективними є варіаційні методи Рітца-Гальоркіна, Релея-Рітца та метод функцій А. Н. Крилова. Однак ці методи ефективні за умови використання однорідності матеріалу в перерізі, простоти форми перерізу. Найпростішим способом проведення даних розрахунків є використання методу скінчених елементів. Комп'ютерне моделювання механічної коливальної системи з розподіленими масами методом скінчених елементів можна проводити в програмному продукті Cosmos 2006, що працює в оболонці програмного продукту SolidWorks 2006.

Так, створивши твердотільну модель робочого органу (квадратної плити) габаритами $300 \times 300 \times 20$ мм та масою $m = 14$ кг, його власна частота коливань становитиме $\nu = 724$ Гц (рис.3а). Для того, щоб досягнути такого ж значення власної частоти коливань для робочого органу з габаритами 900×400 мм, використовуючи монолітну сталеву плиту, нам необхідно плиту товщиною 116 мм (рис.3б), а її маса уже становитиме $m = 327.8$ кг. Тобто, збільшивши площу робочого органу в 4 рази, маса зросла в 23 рази. Як видно з цього прикладу, зростання габаритів установки викликає непропорційне зростання проблем, які інженеру і науковцю необхідно вирішувати. Так, створюючи великогабаритну установку, необхідно знаходити ту “золоту середину”, яка б задовольнила технічні характеристики і можливості самої конструктивної реалізації установки. Звичайно, робочий стіл масою $m = 327.8$ кг практично використати не можливо. В першу чергу це пов’язано з необхідністю приводити його в рух на частоті 100 Гц, що потребуватиме величезних затрат електроенергії. Якщо в експериментальному зразку вібраційного майданчика використовувалось 2 електромагнітних віброзбудники (див. рис.1 та рис.2), то після елементарного підрахунку віброзбудників у великогабаритній установці повинно бути 46 штук, що є просто нереально, оскільки немає стільки місця під плитою, щоб їх розташувати.

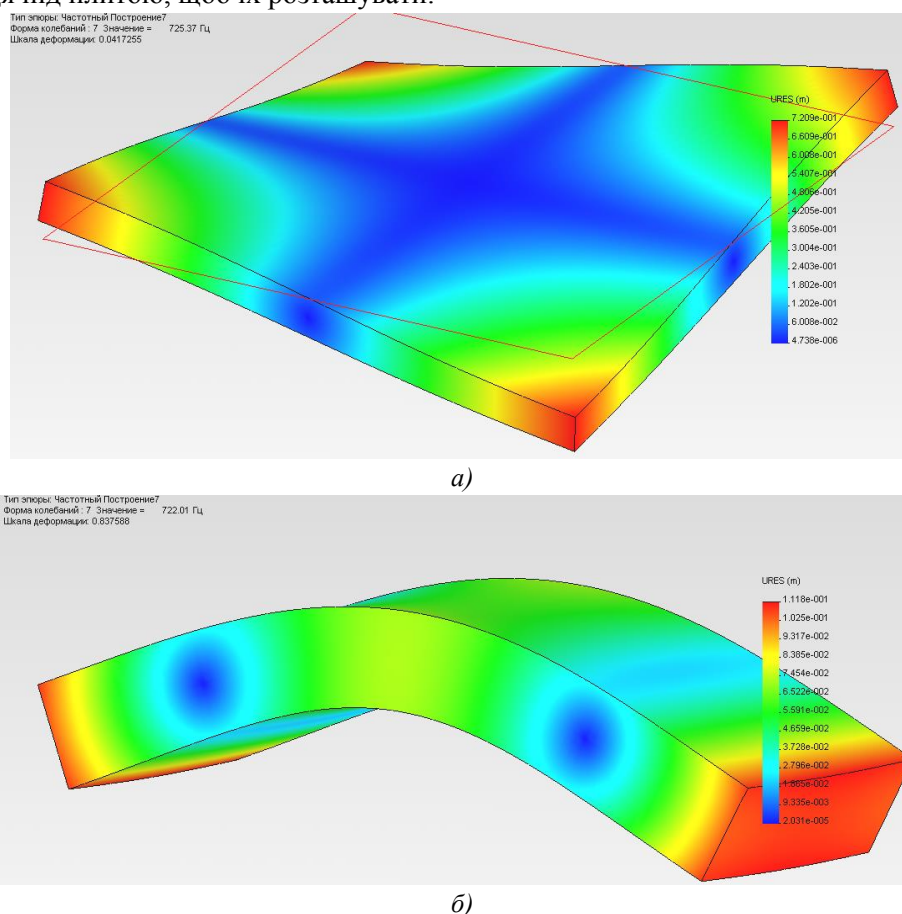


Рис.3. Результат розрахунку частоти власних коливань для робочого органу габаритами:
а) - $300 \times 300 \times 20$ мм; б) - $900 \times 400 \times 116$ мм

Отже, збільшуючи габарити конструкції та дотримуючись тих же технічних параметрів машини, що і в експериментальному її зразку, таке поняття, як “складність” може зростати в кілька разів. Для виходу в даній ситуації необхідно здійснювати наступні кроки: а) полегшуючи конструкцію, і швидше усього втрачаючи у значенні власної частоти коливань, виходити на ті конструктивні



параметри, які будуть прийнятні з технологічної та економічної точки зору; б) використання нових матеріалів; в) використання оригінальних конструктивних рішень і know how.

Робочий орган вібраційного майданчика конструктивно можна виготовляти багатьма способами, головне щоб: були мінімізовані власні коливання робочого органу, як тіла з розподіленою масою, що виникають за рахунок співпадіння частоти вимушених та власних коливань. Тобто необхідно, щоб на частоті вимушених коливань 100 Гц уся його робоча поверхня здійснювала коливальний рух як абсолютно тверде тіло, для чого робочий орган повинен бути достатньо жорстким; водночас робочий орган повинен бути легким, конструктивно простим та дешевим у виготовленні.

Так, щоб досягнути високої жорсткості робочої поверхні $900 \times 400 \text{ мм}$ можна використовувати ребра жорсткості, котрі при відносно невеликій масі конструкції дозволяють отримати її високу жорсткість. Однак, до недоліків такого конструктивного вирішення можна віднести наступне: якщо приварювати сталеві ребра жорсткості до плити товщиною, для прикладу $10 \dots 20 \text{ мм}$, технологічно важко добитися того, щоб поверхню не «повело», а це вимагатиме додаткової обробки поверхні, зняття напружень зі зварних швів; значно ускладнюється сама конструкція; в зварних з'єднаннях під час вібрації можуть утворюватись тріщини, що призводитиме до руйнування.

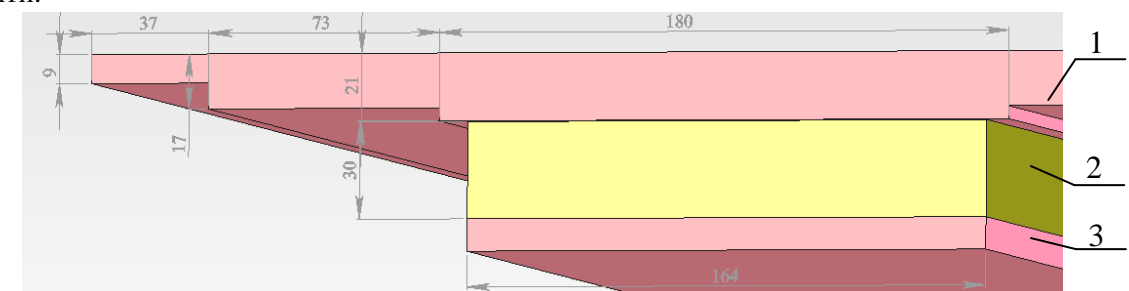
Конструктивним антиподом робочих органів з ребрами жорсткості є використання монолітних плит постійної товщини з легких матеріалів. Таке рішення має наступні недоліки: в переважній більшості такі матеріали є м'якими, що ускладнює кріплення необхідних вузлів, деталей; такі матеріали переважно дорогі. Його перевагами є простота виготовлення. Тому, виходом в даній ситуації може бути поєднання легких м'яких та важких твердих матеріалів, що одночасно зможе забезпечити високу частоту вимушених коливань та прийнятну масу великогабаритного робочого органу.

Широкого поширення в машинобудуванні здобувають матеріали на основі фенольних смол та конструкційних тканин. До таких матеріалів відноситься конструкційний склотекстоліт ГОСТ 10292-74 за ред. 1993 р., недоліком яких можна віднести відносно низькі механічні властивості: модуль пружності першого роду $E_{\text{min}} = 1.7 \cdot 10^{10} \text{ МПа}$, другого - $G_{\text{min}} = 2.6 \cdot 10^9 \text{ МПа}$, коефіцієнт Пуансона $\sigma_{\text{min}} = 0.1$. Позитивними сторонами такого матеріалу є низька густина $\rho_{\text{max}} = 1900 \text{ кг/м}^3$ та здатність прекрасно сприймати циклічні змінні навантаження. Можна використовувати сплави на основі алюмінію, де значення модуля пружності першого роду в 3.5 рази вище за значення модуля склотекстоліта і становить $E = 7.1 \cdot 10^{10} \text{ МПа}$, однак їх густина в два рази більша $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$.

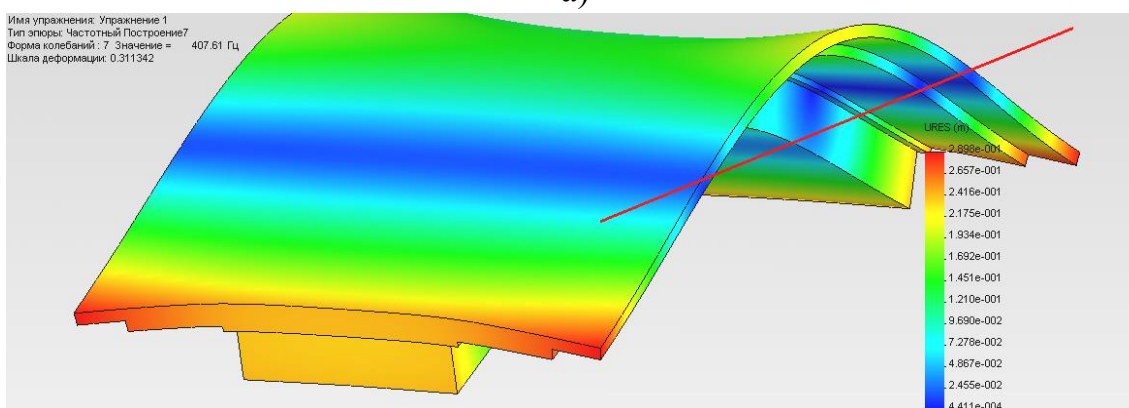
Враховуючи вище сказане, у якості конструктивного рішення взято наступний варіант робочого органу, що зображено на рис.4а. Як видно, верхня сталева плита 1, товщиною 21 мм , на краях звужується, що робить її легшою, а разом з тим і жорсткою. Така товщина обумовлена необхідністю ховати головки гвинтів $M12$ під внутрішній шестигранник в плиті. Завужені проміжна та нижня плити забезпечують значне зниження матеріалоемкості, суттєво не впливаючи на жорсткість усієї конструкції. Нижня сталева плита товщиною 10 мм рознесена з верхньою завдяки вставленій між ними проміжній плиті товщиною 30 мм із м'якого матеріалу.

Таке конструктивне рішення дозволяє досягнути високої жорсткості конструкції при її відносно невеликій вазі. М'який матеріал обмежений твердими сталевими плитами, що оберігають його поверхні від швидкого зношування, підвищують жорсткість конструкції та дозволяють кріпити до них різноманітні вузли. Аналогію цьому конструктивному рішенню можна знайти в формі сталевих прокатів. Так, для прикладу двотавр, має також дві сталеві полицки, рознесені за висотою і з'єднані між собою тонкою перепонкою. Така конструкція робочого органу виходить легкою. За умови вибору у якості м'якого матеріалу склотекстоліта, сумарна маса органу буде не

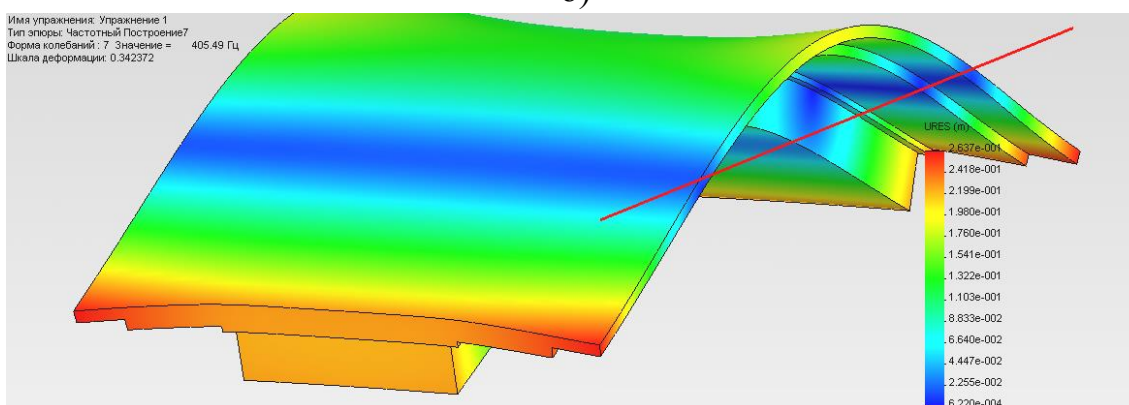
велика ($m = 66 \text{ кг}$) і водночас жорсткою (рис.4б). Як видно, його власна частота коливань становить $\nu = 407 \text{ Гц}$, що є прийнятним рішенням, оскільки власна частота коливань робочого органу, як тіла з розподіленою масою в 4 рази вища за вимушену і велика ймовірність того, що робочий орган практично не матиме паразитних амплітуд коливань. Якщо у якості матеріалу для проміжної плити взяти алюмінієвий прокат такої ж товщини густиною $\rho = 2800 \text{ кг/м}^3$, власна частота коливань буде практично тою ж (рис.4в), однак робочий орган буде дещо важчим $m = 72 \text{ кг}$. Таким чином, остаточно вибір зупинився на конструкції робочого органу у вигляді сандвіч-панелі з матеріалом склотекстоліт (марки ВФГ - С, або КАСТ - В) у якості проміжної плити.



а)



б)



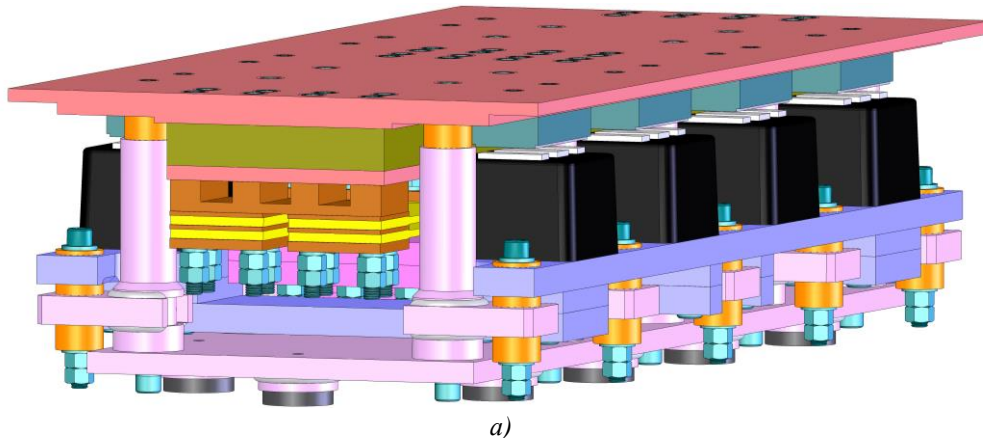
в)

Рис.4. Досліджувана модель робочого органу з розподіленою масою (а), де: 1, 2, 3 – відповідно верхня сталевя, проміжна з легкого матеріалу та нижня сталевя плити; б), в) - результати розрахунку частоти власних коливань робочого органу з габаритами $900 \times 400 \times 61 \text{ мм}$, де у якості матеріалу проміжної плити було взято відповідно склотекстоліт та алюмінієвий прокат



На основі проведеного аналізу було створено твердотільну модель вібраційного майданчика (рис.5). Однією відмінністю такої конструкції у порівнянні з малогабаритною є те, що для того, щоб долати явище прилипання, викликане наявністю постійної складової коливань, було запропоновано обмежувати рух коливальної реактивної маси гумовими вставками, що з'єднуються з основою. Таке конструктивне рішення усуває значний хід реактивної маси на зустріч робочому органу. Крім того практично відсутня передача вібрації в такому з'єднанні, оскільки коливальна система (реактивна маса-гумові вставки) має значно нижчу частоту власних коливань в порівнянні з вимушеною.

1. 2. Визначення параметрів механічної коливальної системи. Перш ніж перейти до розрахунку пружних елементів, необхідно встановити значення інерційних параметрів коливальних мас вібромайданчика. За сучасних методів конструювання, коли використовується програмне забезпечення твердотільного проектування, ці показники визначаються наглядно і автоматично. Так, у нашому випадку, сумарна маса верхнього модуля становить $m = 129 \text{ кг}$ (рис.6а). Верхній модуль (рис.5б) за повною аналогією з малогабаритним майданчиком створений також за двомасовою схемою, яку утворюють проміжна (робочий орган) та активна коливальні маси. Активна маса в сумі з налагоджувальними пластинами, кріпленням, прокладками, частиною пружних елементів, які своєю інертністю додають маси, становить $m_a = 38.4 \text{ кг}$ (рис.6б), з них $m = 5.85 \text{ кг}$ маса налагоджувальних пластин. Маса однієї налагоджувальної пластини $m_1 = 0.7 \text{ кг}$. Таким чином, маса активної коливальної маси може коливатися в межах $m_a = 32.55 \dots 38.4 \text{ кг}$ (рис.6б-в). В свою чергу маса робочого органу $m_n = 90.5 \text{ кг}$ (рис.6г).



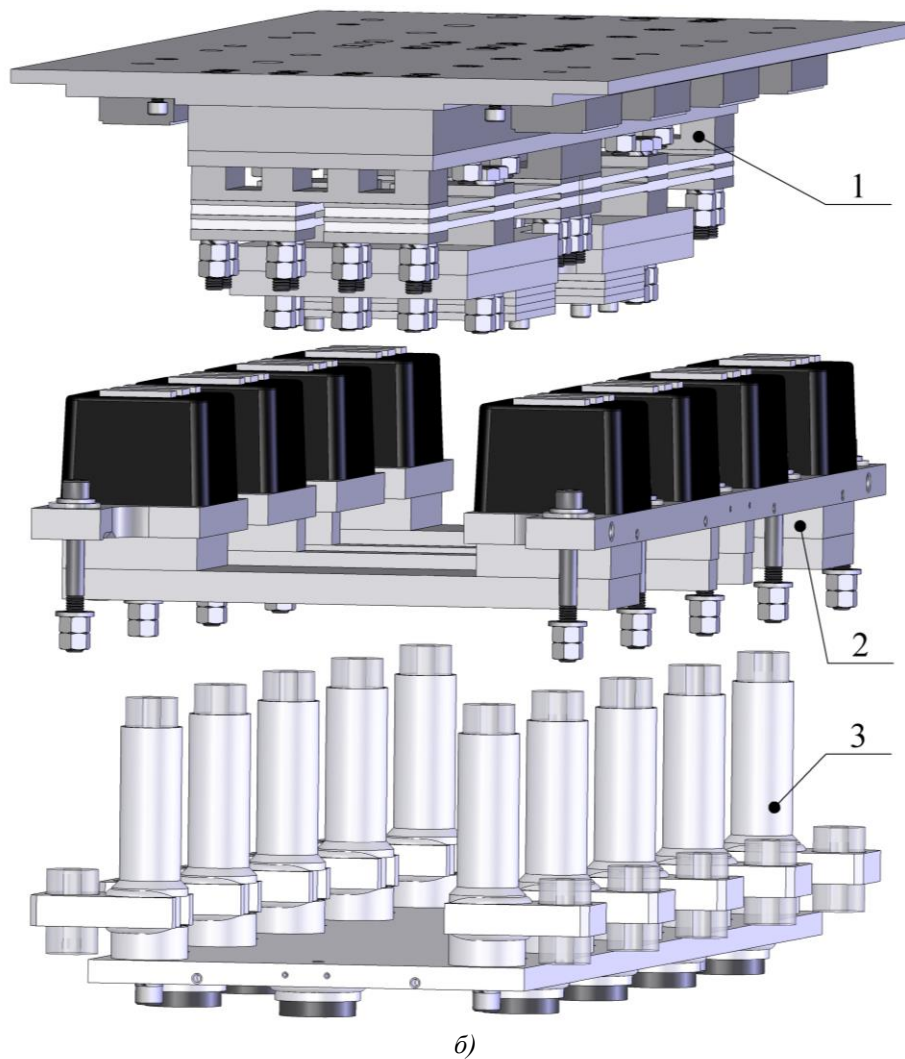
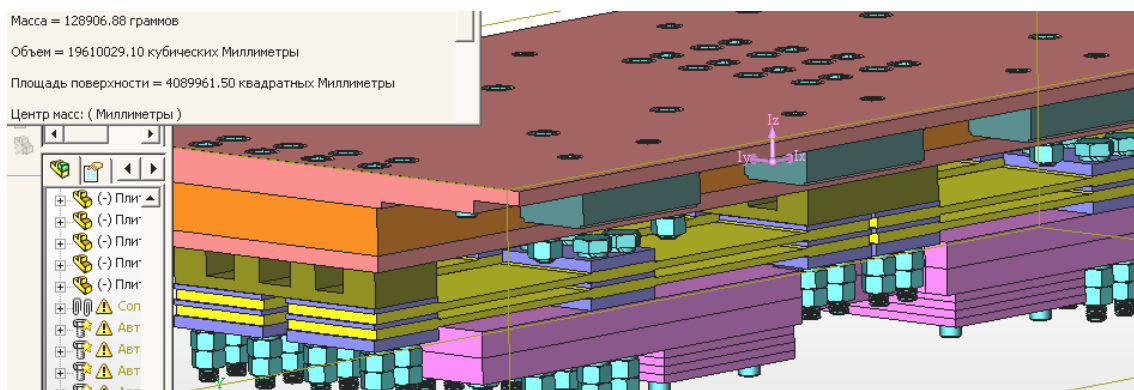


Рис.5. Просторі вигляди твердотільної моделі вібромайданчика: а) загальний; б) з рознесеними модулями, де: 1 – верхній модуль; 2 – проміжний; 3 – стійка



а)

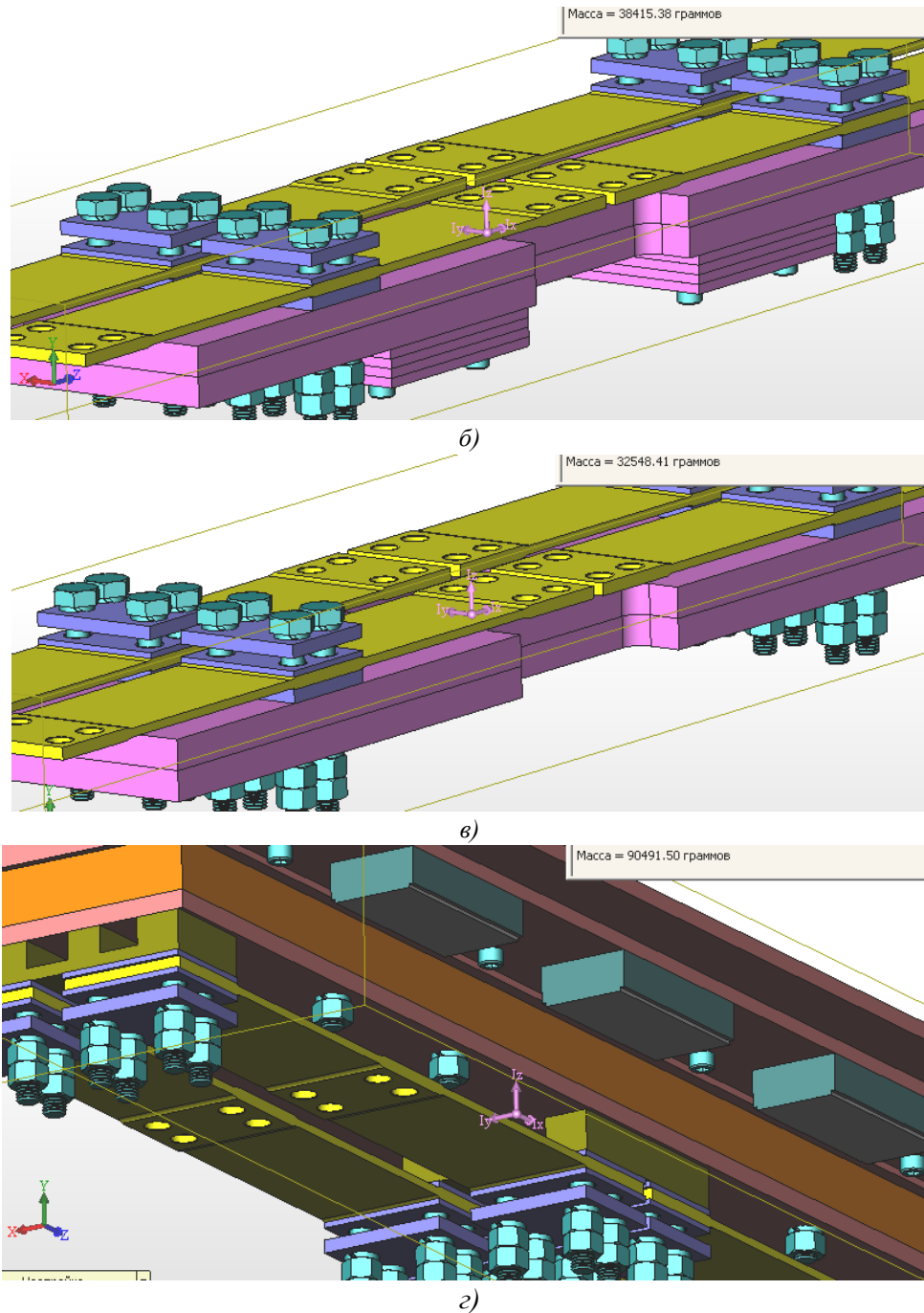


Рис.6. Фрагменти вікон програмного продукту SolidWorks 2003, де проведено розрахунок маси: а) верхнього модуля в цілому; б), в) - відповідно деталей активної коливальної маси з піднагаджувальними пластинами та без них; г) деталей робочого органу без долі активної коливальної маси

3. Розрахунок пружної системи вібраційного майданчика. Приведена маса M лежатиме в

межах $M \in 23.94 \dots 26.96$ кг, а в перерахунку на один пружний елемент $M_1 = \frac{M}{n}$, де $n=8$ -

кількість пружних елементів, становить $M_1 \in 3 \dots 3.37$ кг. Приймаючи випадок, коли $M = 23.94$ кг, та враховуючи $z=0.99$ необхідна мінімальна жорсткість пружної системи

згідно (1) становитиме $c_1 = 23.94 \cdot \left(\frac{2\pi 100}{0.99} \right)^2 = 9.642892 \cdot 10^6$ Н·м, а жорсткість однієї

пружини $c_{11} = \frac{c_1}{n} = 1.205 \cdot 10^6$ Н·м. Для вибору параметру товщини b плоскої пружини за

відомої довжини l_c та ширини h пружного елемента з урахуванням кількості i пружних пер, необхідно користуватися наступним кінцевим виразом:

$$b = l_c \sqrt[3]{\frac{c_1}{E h i k}}, \quad (2)$$

де E - модуль пружності першого роду; k - коефіцієнт защемлення, що враховує неідеальну затяжку гвинтами та болтами, що мають свою податливість, крім того саме защемлення не виключає мікролюфти для пружних елементів. Все це знижує жорсткість пружних систем. Тому на практиці необхідно дещо збільшити жорсткість пружної системи відносно розрахункового значення. Взявши коефіцієнт так званого защемлення $k = 0.75$ та користуючись рис.7а, товщина пружного елемента, становитиме:

$$h = 0.132 \cdot \sqrt[3]{\frac{9.642892 \cdot 10^6}{2.1 \cdot 10^{11} \cdot 0.07 \cdot 16 \cdot 0.75}} = 0.005 \text{ м} = 5 \text{ мм}.$$

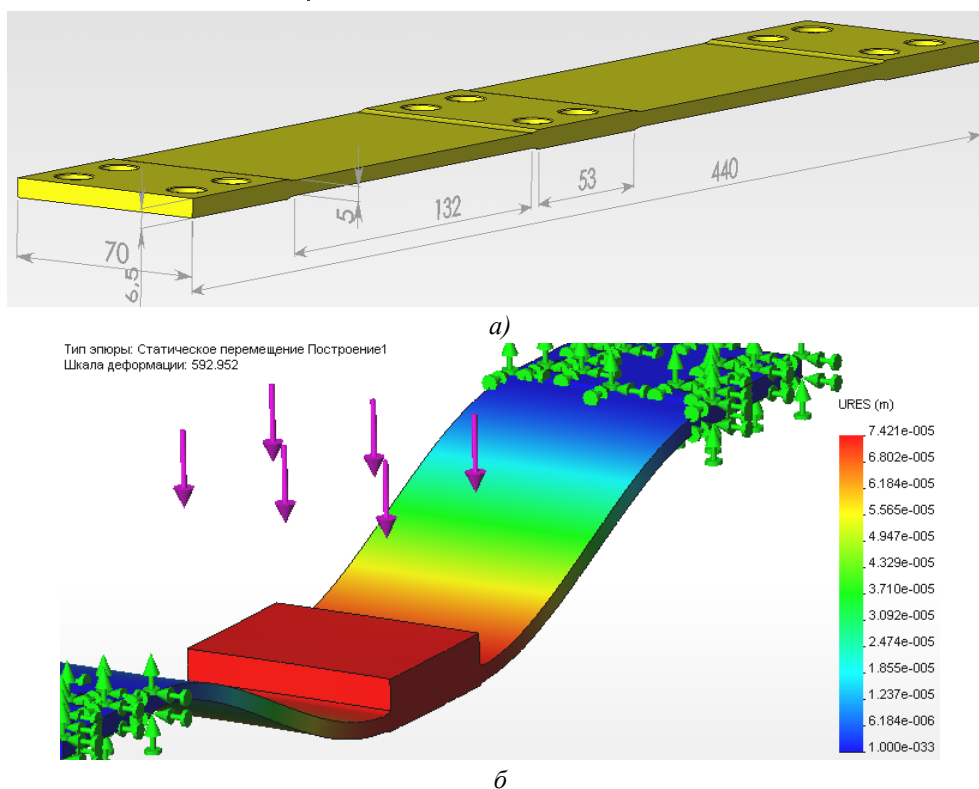


Рис.7. Досліджуваний пружний елемент з проставленими розмірами (а) та результат розрахунку його прогину під навантаженням в 100 Н (б)

Проведемо перевірку жорсткості пружного елемента. Моделювання здійснюватимемо методом скінчених елементів. 3D модель пружного елемента розбита на кінцеві елементи. Жорстко защемивши його по кінцях, навантажуємо середню ділянку тестовим зусиллям в 100 Н, прогин елемента становитиме $\varpi = 4.917 \cdot 10^{-5}$ м (рис.7б), а отже жорсткість одного пружного елемента

$$c_{11} = \frac{100}{7.421 \cdot 10^{-5}} = 1.347527 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

а жорсткість усієї пружної системи буде рівна

$$c_1 = c_{11} \cdot n = 1.0780218 \cdot 10^7 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

що є дещо більше від необхідного значення і є прийнятно.

За допомогою частотного аналізу визначимо власну частоту коливань механічної коливальної системи. Для спрощення розрахунків розглядатимемо одномасову механічну коливальну систему (рис.8а), що складається з одного пружного елемента та приведеної маси, яка припадає суто на нього. В якості матеріалу пружного елемента взято віртуальний густиною



$\rho = 1 \text{ кг/м}^3$ для того, щоб його маса не впливала на розрахунок, оскільки уже врахована в приведеній. Матеріал вантажу приведеної маси також віртуальний густиною $\rho = 78500 \text{ кг/м}^3$ для зменшення його розмірів, що дозволить точніше розбити систему на скінченні елементи. Враховуючи, що заземлення не ідеальне, дійсні власні частоти будуть нижчими за розрахункові (рис.8б, в) і ми зможемо за допомогою налагоджувальних плиток підійти до необхідної власної частоти коливань $100.5 \dots 101 \text{ Гц}$.

Розглянемо розрахунок на міцність. У випадку, коли маса робочого органу $m_n = 90.5 \text{ кг}$, а резонатор (активна) має найменшу масу $m_a = 32.55 \text{ кг}$, співвідношення амплітуд становить 2.78 рази . Відносна амплітуда коливань визначається як $A_{\text{від}} = A \cdot (1 + 2.78)$, де A - амплітуда коливань робочого органу. Згідно технічних умов $A = 0.3 \text{ мм}$, тоді $A_{\text{від}} = 1.13 \text{ мм}$. Розрахунок методом скінченних елементів, коли в твердотільній моделі пружного стрижня жорстко заземлюються його кінці, а середній ділянці надається зміщення $A_{\text{від}} = \varpi = 1.13 \text{ мм}$ (рис.8г), вказує на значний запас за міцністю. Для сталей 60С2, 60С2А, 60С2ХФА, 65Г мінімальне максимальне допустиме напруження $[\sigma_{-1}] = 330 \text{ МПа}$. Отже дана пружна система витримає навантаження.

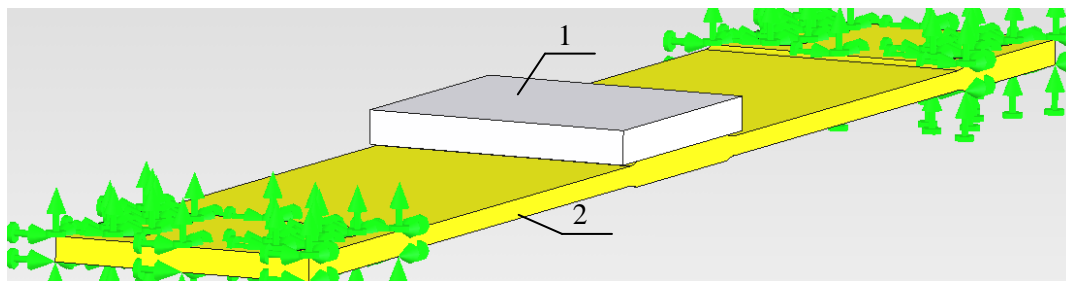
4. Побудова АЧХ. Одним з недоліків даної конструкції є те, що електромагнітні вібробудники увімкнені за однократною схемою. Це породжує наявність постійної складової притягування електромагнітного вібробудника, яка з першого наближення визначається з виразу, що описує закон зміни однополярної напруги живлення на клеммах котушок електромагнітних вібробудників. Розклад цієї функції в ряд Фур'є та вибірка з нього постійного члена дасть частку постійної складової напруги живлення. В такому випадку постійна складова зусилля визначатиметься як:

$$P_{\text{пост}} = \frac{2}{\pi} P_{\text{ел}},$$

де $P_{\text{ел}}$ - максимальне сумарне значення електромагнітних вібробудників. Так, якщо один електромагнітний вібробудник, згідно паспортних даних, розвиває максимальне зусилля $P_{\text{ел1}} = 300 \text{ Н}$, а таких вібробудників конструктивно вибрано $n = 8$, $P_{\text{ел}} = P_{\text{ел1}} \cdot n = 2400 \text{ Н}$, $P_{\text{пост}} = 1528 \text{ Н}$. Отже змінна складова електромагнітних вібробудників, яка і приводить в коливальний рух систему, становить $P_{\text{ел зм}} = 2400 - 1528 = 872 \text{ Н}$.

Заклавши вище приведені параметри механічної коливальної системи в її математичну модель [6, 7], можна констатувати, що запропонована конструкція буде дієздатною (рис.9). Наведену картину розподілу амплітуд отримано враховуючи дисипації на робочій коливальній масі, викликану використанням у якості віброізоляторів гумових вставок. Значення коефіцієнта в'язкого опору $\mu = 500 \text{ кг/с}$.

На основі проведених розрахунків, математичного моделювання та твердотільної моделі вібраційного майданчика (рис.5), виготовлено його експериментальний зразок (рис. 10).



а)

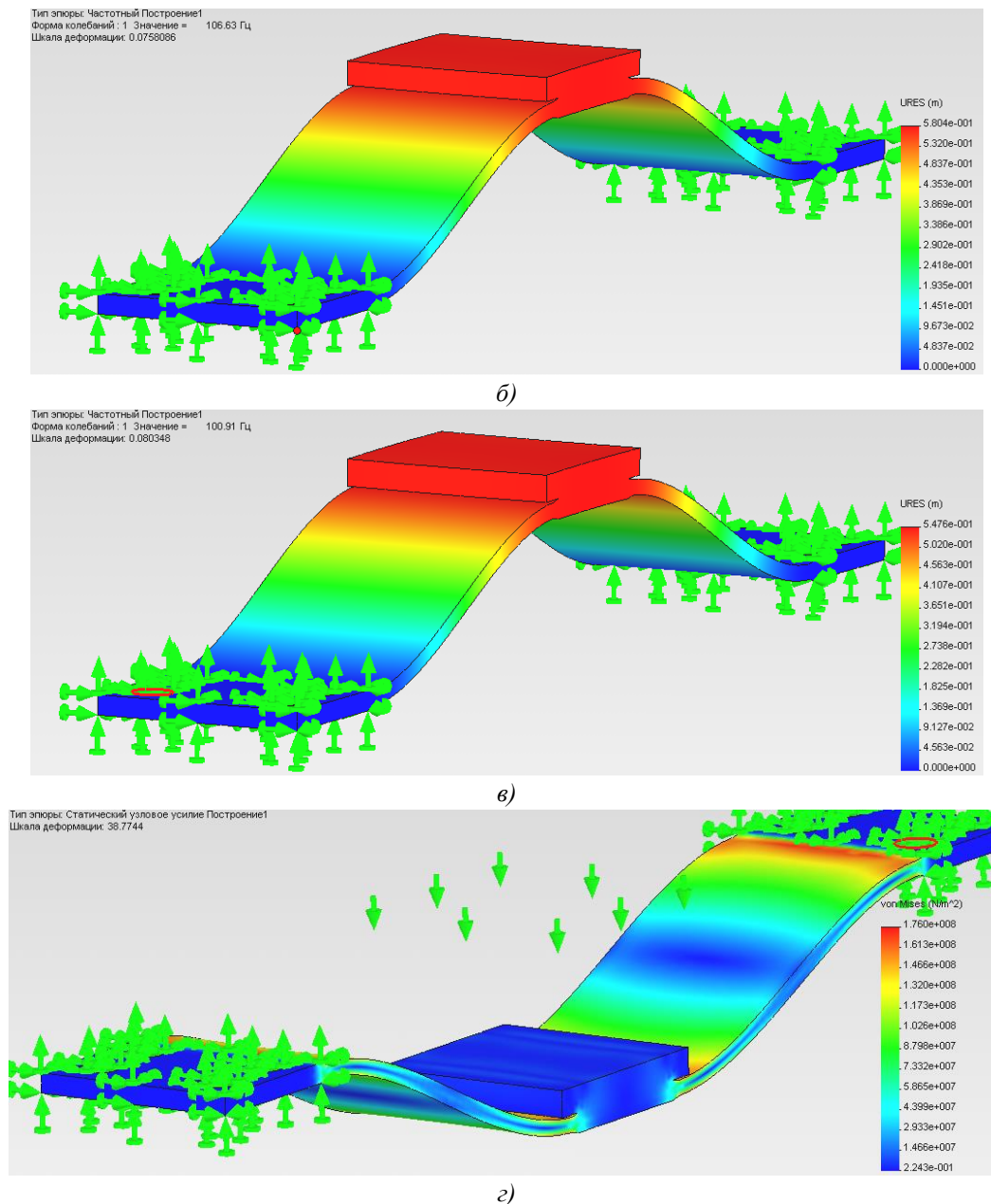


Рис.8. Твердотільна модель перевірки пружної системи на забезпечення необхідної власної частоти коливань механічної коливальної системи (а), де: 1 – пружний елемент; 2 – вантаж, еквівалентний питомій приведеній масі на один пружний елемент; б), в) - результати перевірки механічної коливальної системи на власну частоту коливань відповідно коли питомою приведеною масою $M_1 = 3\text{ кг}$ та $M_1 = 3.37\text{ кг}$; г) - картина розподілу напружень під час розрахунку пружного елемента на міцність, де середня його ділянка зміщена відносно жорстко зацемлених кінців на $A_{\text{від}} = \varpi = 1.134\text{ мм}$

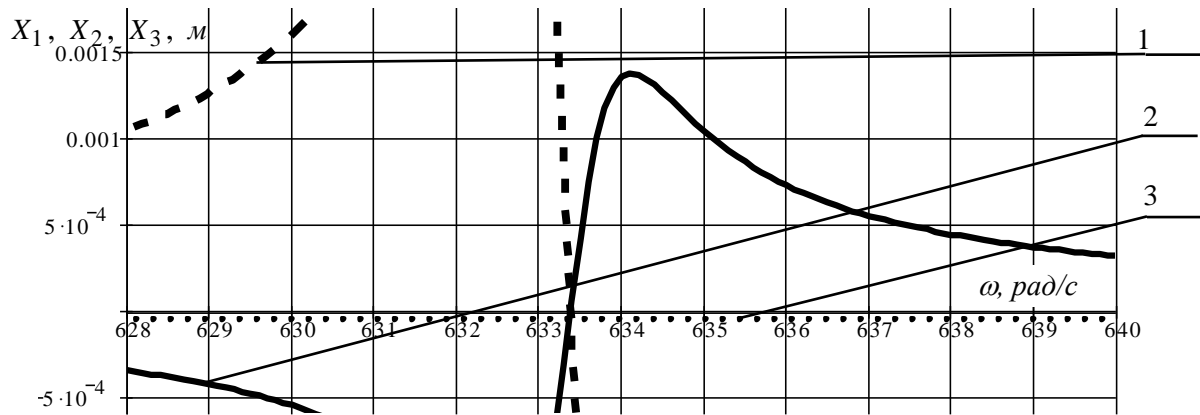


Рис.9. АЧХ тримасового вібраційного майданчика, де 1, 2, 3 – амплітудні значення відповідно активної (резонатора), проміжної (робочої) та реактивної коливальних мас

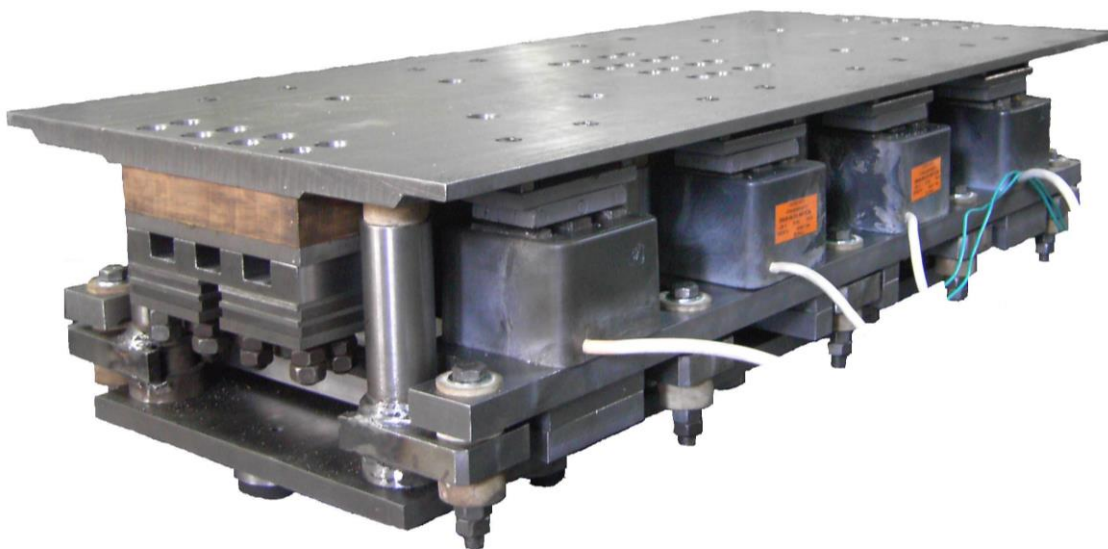


Рис.10. Просторий вигляд вібромайданчика

Левина доля передачі вібрації на фундамент здійснюється від проміжної (робочої) коливальної маси. Уникнути передачі вібрації від коливань 90 - кілограмової плити, що коливається з амплітудою 0.3 мм, використовуючи лише одні гумові вставки, важко. Для цього необхідно передбачати досконалішу віброізоляцію, один з варіантів якої є розташування самого вібраційного майданчика на віброгасячій плиті. В такому випадку передачу вібрації на фундамент можна усунути.

Даний вібромайданчик впроваджений на ПП «Політеп» (м. Львів). Машина забезпечила прогнозовані технічні характеристики. Цікавим фактом є те, що її робота не супроводжується сильним шумом. Так, за умови ввімкненої поряд дебалансної вібраційної машини (частота роботи якої в 2 рази нижча), шум від майданчика не чути. В першу чергу пояснюється це відсутністю рухомих з'єднань. По-друге, усі коливальні маси розраховувались з умови уникнення їх резонансу, як твердих тіл з розподіленими масами, на частоті вимушених коливань 100 Гц.

Висновки. На наведеному прикладі проектування високочастотного вібраційного майданчика, автор, наскільки це можливо, старався розкрити та висвітлити наступні принципи положення. Використання запропонованих методів розрахунку багатомасових конструкцій дає значні переваги саме великогабаритному обладнанню. Якщо основна причина, яка обмежувала його поширення було високе споживання електроенергії, що виливалось у значні, а деколи й



недопустимі, значення струмів в котушках вібробудників, то на даному етапі, з впровадженням нових принципів побудови, цю проблему усунуто. Великогабаритне обладнання з електромагнітним приводом стає привабливим для виробників, про що яскраво свідчить наведений приклад. До цього додаються відомі усім вагомі переваги самих вібраційних машин з електромагнітним приводом, серед яких можна виділити відсутність рухомих з'єднань.

Використання запропонованих конструкцій та підходів у розрахунку вібраційних машин з електромагнітним приводом, що базуються на теорії синфазних коливань, ні в якому випадку не обмежують подальшого використання традиційних конструкцій, а скоріше доповнюють їх, підсилюючи і розширюючи своїм існуванням цілий клас цих машин. Так, якщо традиційні конструкції вібраційних машин з електромагнітним приводом всесторонньо досліджені і апробовані в своїй більшості як малогабаритне обладнання, то запропоновані претендують на використання в основному у якості середньо - та великогогабаритного обладнання.

Наведений вище приклад ще раз довів реальність створення віброобладнання на основі теорії синфазних коливань. Зняті технічні характеристики з такого обладнання підтверджують ефективність застосування запропонованих методів в проектуванні багатомасового обладнання. Усе це засвідчує великі перспективи запропонованим схемам машин.

Література.

1. Назаренко И. И. *Высокоэффективные вибротрамбовочные машины.* - К.: Вища шк., 1982. – 200 с.
2. Назаренко И. И., Туманська О. В. *Машины и устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструювання та основи експлуатації.* Підр.: - К.: Вища шк., 2004. – 590 с.: іл.
3. Повідайло В. О. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2004.
4. Рабинович А. Н., Яхимович В. А., Боечко Б. Ю. *Автоматические загрузочные устройства вибрационного типа.* Киев: Техника, 1965.
5. Вайсберг Л. А. *Проектирование и расчет вибрационных грохотов.* М.: Недра, 1986. – 144 с.
6. Ланець О. С. *Теорія синфазних коливань у вібраційних машинах з електромагнітним приводом // Ж.: Вібрації в техніці та технологіях.* – 2005. - № 2(40). - С. 46-59.
7. Ланець О. С. *Теорія вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас з врахуванням жорсткості віброізоляторів // Ж.: Машинознавство.* – 2005. - №9. - С. 19-26.
8. Ланець О. С. *Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб.* – Львів: НУ «Львівська політехніка», 2005. – Вип. 39. – С.76-82.

ONE OF APPROACHES IN CREATION OF THE HIGH-FREQUENCY ELECTROMAGNETIC VIBRATORY GROUNDS FOR COMPRESSION OF THE CONCRETE MIXTURES

In the article principles of creation of high-frequency vibratory grounds for the compression of concrete mixtures on the basis of electromagnetic occasion are laid out. The novelty of these constructions is the use of the effect of one «zero inflexibility» in the multimass mechanical oscillating systems.

ОДИН ИЗ ПОДХОДОВ В СОЗДАНИИ ВЫСОКОЧАСТОТНЫХ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ВИБРАЦИОННЫХ ПЛОЩАДОК



ДЛЯ УПЛОТНЕНИЯ БЕТОНОСМЕСЕЙ

В статье выкладываются принципы создания высокочастотных вибрационных площадок для уплотнения бетоносмесей на основе электромагнитного привода. Новизной данных конструкций является использование эффекта «нулевой жесткости» в многомассовых механических колебательных системах.

УДК 534

Б.В.Корнійчук, асистент КНУБА

ВИБІР ТА ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНОЇ СХЕМИ ВІБРОУСТАНОВКИ ДЛЯ ФОРМУВАННЯ ЗАЛІЗОБЕТОННИХ КІЛЕЦЬ.

Актуальність проблеми. Постановка задач дослідження.

Залізобетонні кільця займають цільне місце в будівництві і є одним із найбільш поширеним виробом. Виходячи із загальної схеми виробу, що являє собою конструкцію, в котрій співвідношення висоти виробу до його діаметру є величини одного порядку, а товщина кільця складає 8 – 10 мм і тому в загальному підході такі вироби відносяться до трубчастих. Трубчасті вироби виготовляються достатньо широкою гамою методів [1]: статичним, динамічним та змішаним (статично-динамічним) (рис.1).

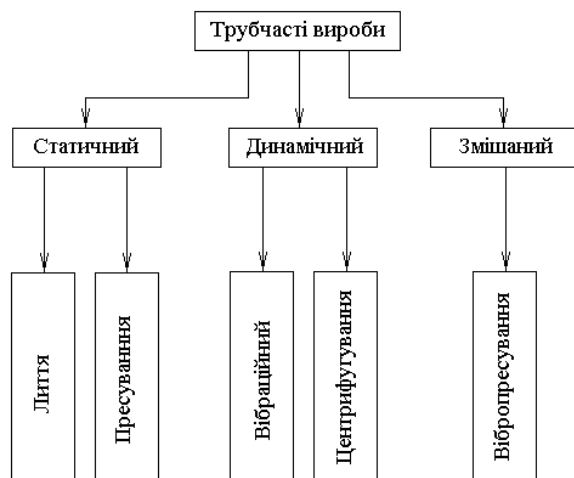


Рис.1. Методи виготовлення трубчастих виробів.

Найбільш простим є метод лиття, який полягає у вільному укладанні у форму пластичної бетонної суміші з наступною витримкою до набуття виробом міцності, за якою можлива операція розпалублення. Не зважаючи на простоту методу його застосування не знайшло широкого використання із-за низки суттєвих недоліків: низька продуктивність, міцність та однорідність.

Метод пересування полягає в ущільненні бетонної суміші пресуючими механізмами, що дає можливість витіснити повітря і частину води яка не вступила в хімічну реакцію із цементом та забезпечити зближення частинок між собою. При виготовленні трубчастих виробів застосовують два види пресування: осьове та радіальне [1]. Широко відомим є ще один із способів ущільнення – центрифугування, що являє собою відцентрове пресування суміші, яка завдяки обертанню горизонтально розташованої форми притискується відцентровими силами до стінки

форми. Такий метод є ефективним для виробництва труб в яких довжина значно перевищує діаметр з використанням рухомих (пластичних) сумішей. Надлишкова вода під час ущільнення видаляється у вигляді шламу. Методу притаманні недоліки серед яких найбільш визначним є забезпечення необхідної кількості обертів центрифуги на всьому етапі її обертання – завантаження (розгону центрифуги) – сталий режим – зупинка. Невиконання необхідного режиму значно знижує міцність та водонепроникність виробу.

Розвитком класичного центри фугування є методи відцентрового прокатування та комбінованих.

Метод відцентрового прокатування фактично поєднує в собі звичайне центрифугування з пресуванням за рахунок прокатування бетонної суміші роликом [1]. Операція розподілу досягається відцентровими силами при обертанні форми, а доущільнення здійснюється роликами, що дає можливість застосовувати жорсткі суміші і отримати більш високу початкову міцність у порівнянні з традиційним методом. Однак цьому методу також притаманні недоліки, це прогин формуючого ролика, що безумовно приводить до переущільнення суміші, низька продуктивність за рахунок складності та трудомісткості встановлення форми.

Як вдосконалення відцентрового методу пресування є комбінований, в якому окрім зазначених вище операцій ущільнення доповнена операція вібраційної дії. Вібрація здійснюється за операцією розподілу суміші вібраторами, що встановлені зовні форми і притискуються до неї гідравлічними пристроями. На завершальній стадії застосовується пресувальний коток, який уключає внутрішню поверхню труби.

Широке застосування у виробництві трубчастих виробів займає вібраційний, який реалізується трьома методами: об'ємним, внутрішнім та поверхневим [1]. При об'ємному методі форма з бетонною сумішшю 1 встановлюється на вібромайданчик 2 (рис.2,а) і коливанню піддається вся система «вібромайданчик – форма – суміш».

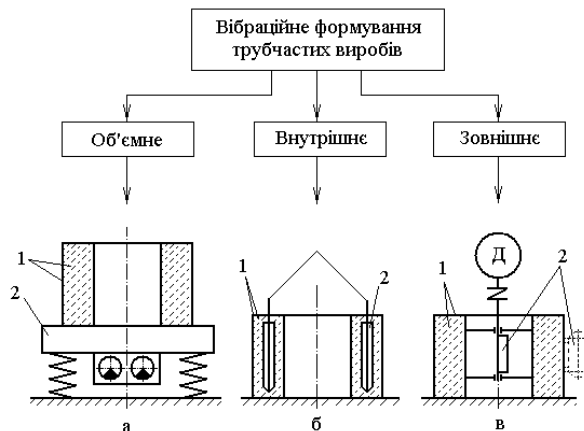


Рис. 2. Методи вібраційного формування трубчастих виробів:

1 – форма з бетонною сумішшю; 2 – робочий орган.

До недоліків методу відносяться: висока енергоємність та матеріалоемність, недоуцільнення верхніх шарів трубчастого виробу, необхідність в наявності великого парку форм.

Внутрішнє уцільнення (рис.2,б) відрізняється від об'ємного безпосереднім контактом внутрішнього вібратора 2 з бетонною сумішшю. Цей метод застосовується для формування кілець із значною товщиною стінок. Метод також характеризується високою матеріалоемністю із-за необхідності великого парку форм. Крім того, при виведенні вібратора залишаються невеликі отвори де суміш має меншу міцність. Тому в сучасному виробництві застосовується рідко. Особливої умови заслуговує метод зовнішнього уцільнення. На рис.2,в показано два рішення методу – навісні вібратори (показані пунктиром), та спеціального вібро осердя. Навісні вібратори застосовуються вкрай рідко, оскільки його ефективність низька, швидко зношуються форми, виходять із ладу вібратори. Застосування вібраторів всередині форми, які кріпляться до внутрішнього кільця і передають енергію уцільнення безпосередньо через це кільце є більш ефективним методом, однак верхня частина виробу як правило недоуцільнюється.

Пошук більш досконалих методів був отриманий на основі поєднання переваг статичного та динамічного. Так був розроблений змішаний (комбінований) метод вібропресування, запропонований шведською фірмою SENTAB сутність якого полягає в наступному.

Формування здійснюється у вертикально встановленій формі, яка складається із зовнішнього корпусу на якому встановлені пневматичні вібратори, що своєю вібрацією забезпечують ефективне заповнення форми сумішшю і попередньо уцільнюється. Всередині форми встановлено осердя з гумовим чохлам, в який подається вода під тиском, що і слугує

остаточним уцільненням бетонної суміші. Перевагами методу є можливість отримання необхідної щільності по всій висоті виробу, однак застосування пневматичних вібраторів приводить до виникнення підвищеного шуму на робочому місці, до недоліків також можна віднести велику трудомісткість процесу виготовлення виробу.

Отже виконаний аналіз методів трубчастих виробів дає можливість засвідчити наступне.

1. В сучасний стан виготовлення трубчастих виробів існує значна низка методів серед яких найбільш ефективний є вібраційний з внутрішнім осердям.
2. Відсутня загальноприйнята оцінка як процесу уцільнення так і моделі цього процесу, що і породило виникнення різних методів.
3. Для визначення більш раціональної схеми серед існуючих конструкцій віброустановок необхідно розглянути їх конструктивні особливості, що і є предметом наступних досліджень.

Оцінка існуючих конструкцій віброустановок.

Виходячи із оцінки методів формування трубчастих виробів визначено, що найбільш перспективним для залізобетонних кілець є вібраційний метод. Тому нижче приведені конструкції установок саме тих, де застосовується вібрація.

Найбільш рання конструкція установки, де вперше застосувалась вібрація для формування кілець являла собою віброустановку з горизонтально розташованою формою. Особливість її конструкції полягає в установленні опірні рами на гумові елементи, а дебаланс розташовувався на валу, який приводиться в обертання від приводу через клинопасову передачу. Установка здійснювала колові ударні дії на форму.

Окрім горизонтального розташування форми для трубчастих виробів застосовуються і вертикально розташовані форми, що встановлюються на вібромайданчик. Відома установка із застосуванням віброударного режиму, що представляє собою рухому раму (рис.3) на яку встановлено зовнішню обечайку 2 і осердя 5, що утворюють форму.

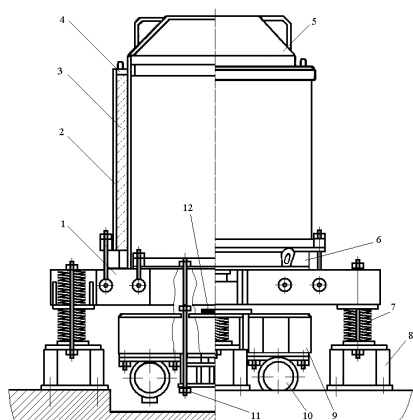


Рис.3. Віброударний майданчик для виготовлення залізобетонних кілець.

В нижній частині якої встановлено піддон 6. Віброізолюється рама вібромайданчика від фундаментної рами 8 пружинами 7. З низу до рухомої рами на болтах 11 підвішена ударна рама 9 із вібраторами 10.

Процес ущільнення здійснюється наступним чином. Суміш 3 укладається у форму, включаються вібратори і через обмежник коливань 12 здійснюються удари об раму 1 і такі віброударні коливання передаються до суміші яка і ущільнюється. На кінцевій стадії на поверхню кільця укладається інерційний привантаж 4, який доущільнює верхні шари суміші і вирівнює поверхню кільця.

Така установка дозволяє застосовувати жорсткі суміші, однак її експлуатація показала і певні вади: низька енергосміність, складність процесу формування, нерівномірне ущільнення по висоті кільця.

Існує схема формування трубчастого виробу на вібромайданчику з просторовими коливаннями (рис.4).

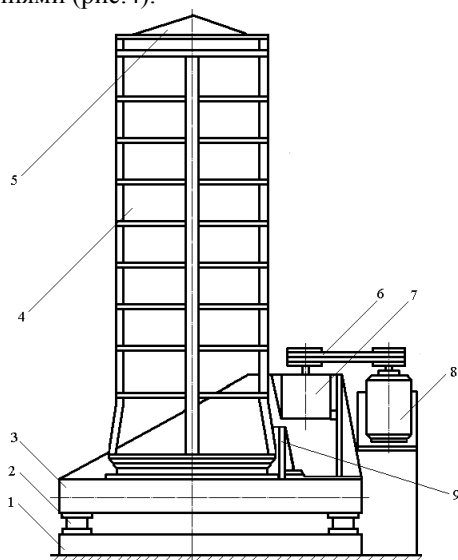


Рис.4. Схема віброустановки для формування трубчастих виробів з просторовими коливаннями.

На рухому раму 3 встановлюється форма 4 і утримується упорами 9. Віброізолюється рама 3 від фундаментної рами 1 опорами 2. Особливість установки полягає у наявності віброблока 7 із горизонтальним розташуванням дебалансів на його валу. При обертанні вала двигуна 8 через клинопасову передачу 6 виникає збуджуюча сила віброблока яка збуджує коливання форми в горизонтальній площині. Внаслідок неспівпадання центра ваги і центра змушувальної сили виникає вертикальна складова коливань всієї системи і внаслідок цього маємо сумарні просторові коливання.

При всій простоті конструкції їй притаманні недоліки щодо ефективності переважно горизонтальних коливань при ущільненні суміші, наявність кульової точки при горизонтальних збудженнях, необхідність більш жорсткого закріплення форми.

Заслужує уваги установка (рис.5) яка реалізує теж горизонтальні коливання із збудником, що розташований практично в центральній частині кільця, що формується.

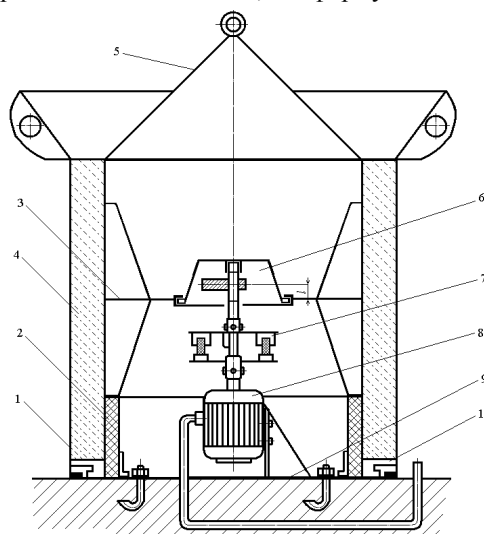


Рис.5. Віброустановка із збудником коливань, що встановлений всередині форми для формування залізобетонних кілець.

Установка складається із зовнішньої обечайки 1 і осердя 5, що утворюють форму майбутнього виробу, яка в нижній частині спирається на еластичне кільце 2 і де встановлено піддон 10. збудник коливань включає двигун 8, рама якого 9 закріплюється на опірній поверхні, а його вал через муфту 7 передає обертальний рух на вал збудника 6, а коливання вібро осердя здійснюється через діафрагму 3. такий пристрій дозволяє більш ефективно ущільнювати суміш 4.

Очевидно, що передача коливань безпосередньо до суміші підвищує ефективність подібних установок, однак наявність одного збудника зменшує вібраційний вплив у верхній та нижній частинах кільця, що приводить до утворення зон недоущільнення суміші.



Існує низка авторських свідоцтв та патентів України, що пропонують вдосконалені рішення конструкцій віброустановок для формування трубчастих виробів, в тому числі і встановлення вала всередині осердя з декількома дебалансами. Однак конструктивне рішення потребує детальних розрахунків основних параметрів робочого процесу, а це в свою чергу має ґрунтуватися на фізичних та математичних моделях, що реально відтворюють робочий процес формування таких складних (об'ємних) виробів. Проте подібних досліджень фактично немає за відсутності роботи [] побудованій на дискретній моделі, та роботи, що присвячені центрифугуванню та гідропресуванню виробів. Виходячи з цього актуальною задачею є пошук більш ефективних рішень на основі дискретно-континуальних моделях з новими конструктивними особливостями віброустановок. Одним із таких рішень є установка [3] (рис.6.), що складається із зовнішньої формуючої обичайки 1, котра завдяки кронштейнам 2 змонтована на пружних опорах – амортизаторах 3, встановлених на основі 4.

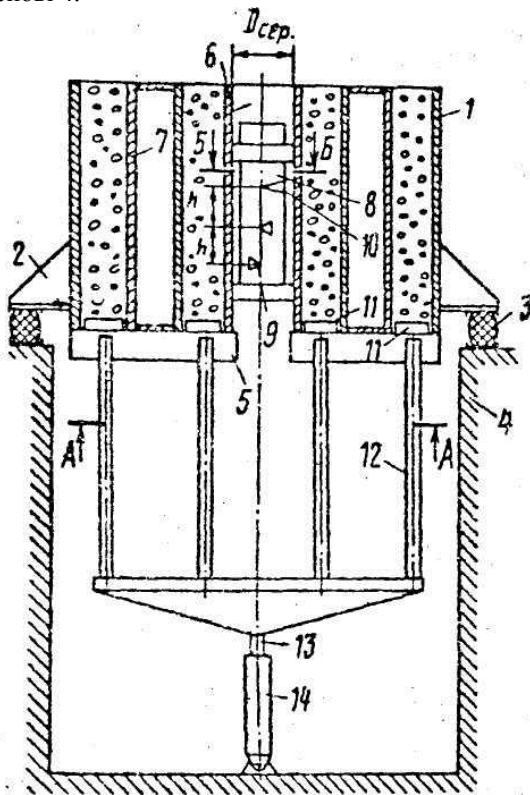


Рис.6. Конструктивна схема установки.

Радіальні зв'язки 5 рівномірно розміщені по окружності та закріплені на нижніх торцях зовнішньої обичайки 1, осердя 6 та проміжних замкнених обичайок 7, осердя 6 обладнане дебалансним збудником 8 горизонтальних кругових коливань, дебаланси 9 та 10 котрого

зміщенні відносно один одного на кут $\alpha = \frac{360^\circ}{n}$, де n – кількість дебалансів.

Між обичайками на радіальних зв'язках 5 розміщені кільцеві піддони 11, котрі контактують з вертикально-рухомими штовхачами 12, котрі розміщені між зв'язками, та опираються на шток 13 гідроциліндра 14.

Установки для формування трубчастих виробів з бетонних сумішей працює наступним чином: у проміжки між обичайками на піддони встановлюються арматурні сітки, після чого подають бетонну суміш та вмикають віброзбудник 8. Дебаланси 9 та 10 зміщенні одне відносно одного на кут $\alpha = \frac{360^\circ}{n}$. При цьому

на осерді 6 збуджуються просторові коливання, котрі мають нормальну до циліндру та кутову складові, котрі утворюють на поверхні осердя потік, напрямлений по гвинтовій з кутом, близьким до кута тертя суміші.

Висновки та постановка задач досліджень.

Виконаний огляд методів виробництва трубчастих виробів, аналіз конструкцій, визначення їх параметрів та оцінка фізичних аспектів механіки ущільнення бетонних сумішей дозволяє констатувати наступне.

1. Трубчасті вироби, до яких відносяться і залізобетонні кільця, виготовляються трьома основними методами: литтям, пресуванням та вібрацією і використання одного із них обумовлюється конкретними умовами технології, потребами виробництва, складом суміші.

2. Залізобетонні кільця, виходячи із існуючих методів та реалізуючих ці методи конструкцій установок, найбільше підходить із розташуванням віброзбудника всередині форми. Таке рішення дає можливість найбільш ефективно використати вібрацію і досягти бажаного ефекту.

3. Існуючі гіпотези та методи описання механізму віброущільнення бетонних сумішей в своїй основі складаються із уявлення про можливі фази або стадії ущільнення, рух частинок як дискретних так і континуальних систем, однак практичні результати щодо параметрів чи режимів з конкретними числовими даними майже відсутні. А ті дані, що для деяких моделей і приводяться проте мають різні за величиною значення, а інколи навіть суттєві протиріччя. Це ставить під сумнів їх застосування і пояснюється відсутністю загальноприйнятого підходу до розгляду механізмів ущільнення і потребою в подальших дослідженнях.

Таким чином вирішення проблеми створення віброустановки для формування залізобетонних кілець потребує вирішення наступних задач.



1. Обґрунтувати та запропонувати раціональну конструктивну схему віброустановки.
2. Розробити фізичну та математичну модель робочого процесу взаємодії оброблювального середовища і віброзбудника коливань із установкою фаз двох дебалансів по висоті вібровала.
3. Скласти рівняння руху визначеної моделі, вирішити ці рівняння та дослідити закономірності руху віброустановки з оцінкою впливу власних параметрів і параметрів та характеристик ущільнюючого середовища.
4. Визначити зони ефективної вібрації на оброблюване середовище шляхом зміни режимів та визначити раціональне розташування дебалансів по висоті залізобетонного кільця з оцінкою фаз вібрації.
5. Провести експериментальне дослідження з метою оцінки запропонованих конструктивних рішень установа дебалансів та оцінити ефективність визначені теоретичним шляхом параметри і режими робочого процесу. Зіставити результати теоретичних та експериментальних досліджень.

6. Запропонувати критерії оцінки ефективності робочого процесу та розробити основні принципи створення віброустановок для формування залізобетонних кілець і скласти алгоритм розрахунку подібних віброустановок.
7. Оцінити ефективність виконаних досліджень та здійснити впровадження результатів досліджень в промисловості та в улюбому процесі.

Література

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів. –К.: КНУБА, 1999. -488с.
2. Орисенко О.В. Дослідження та розробка вібраційної установки для формування виробів із бетонних сумішей. Автореферат дис. канд. техн. наук. Полтава: ПНТУ, 2001. -170с.
3. Назаренко І.І., Баранов Ю.О., Корнійчук Б.В. Корчагін М.М. Установка для формування трубчастих виробів з бетонних сумішей. Патент на корисну модель. UA 25881 U, Бюл. №13, 2007.



УДК 621.01:621-868

О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський Національний університет „Львівська політехніка”,
кафедра “Автоматизація та комплексна механізація машинобудівної промисловості”
(АКМ)

СТВОРЕННЯ ТРИМАСОВОГО ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ТА СИНФАЗНИМ РУХОМ КОЛИВАЛЬНИХ МАС

© О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський

В статті викладені основні принципи створення та розрахунку тримасового циркуляційного вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу на основі теорії синфазних коливань. Наведені основні динамічні показники. Досліджено вплив маси завантаження на рух коливальних мас.

В статье изложены основные принципы создания и расчета трехмассового циркуляционного вибрационного сепаратора с электромагнитным приводом и пространственным движением рабочего органа на основе теории синфазных колебаний. Приведены основные динамические показатели. Исследовано влияние массы загрузки на движение колебательных масс.

This article describes main principles of making and account three-fat of circulation an oscillating separator with the solenoid drive and circuital movement of medium of loading on a base of the theory of co-phase oscillations are explained. The base dynamic parameters are reduced. Influence of weight of loading on movement of oscillatory weights is investigated.

Вступ. Машинобудівна, будівельна, харчова, легка промисловості, приладобудування та розвиток переробної галузі, відродження сільського господарства спонукають до впровадження нових вібраційних машин на операціях об'ємної обробки деталей, просіювання та просушування, ущільнення, подрібнення тощо [1, 2]. Сучасні вимоги виробництва обумовлюють використання надійних вібраційних машин, легких для автоматичного керування, з високими санітарно – гігієнічними і ергономічними нормами та тенденціями енергоощадності. Цими характеристиками наділені вібраційні машини з електромагнітним приводом. Вони працюють в широкому діапазоні частот вібрацій в резонансних та міжрезонансних режимах [2, 3], забезпечуючи високі коефіцієнти підсилення змушувальної сили, тим самим дещо компенсується недолік малого питомого зусилля, що розвиває електромагнітний вібробудник.

Важливе місце в розгляді питання створення вібраційних машин займає розробка нових методик їх розрахунку, використання простих пружних систем, підвищення амплітуд коливань робочого органу, розробка нових технологічно ефективних контейнерів.

Постановка проблеми. На даний час існує потреба у створенні високопродуктивних, технологічно ефективних, надійних, автоматичних виробничих ліній, де на відповідних технологічних позиціях виникає потреба у неперервному розділенні матеріалів за фракційним складом. Для виконання цієї технологічної операції найбільш доцільно використовувати вібраційні грохоти та сепаратори. Так, найбільшого поширення в гірничій промисловості, промисловості будматеріалів отримали динамічні схеми вібраційних сепараторів і грохотів з простим рухом робочого органу, що реалізують напрямлені та колові коливання [1, 3]. До числа вібротехнічних машин з просторовими коливаннями належать інерційні грохоти [1]. Це так звані машини циркуляційного типу. Вібраційні машини на базі дебалансного приводу, працюючи в зарезонансних режимах, володіють значним енергоспоживанням, складні у регулюванні

продуктивності та мають високі шумові характеристики. На кафедрі АКМ НУ “Львівська політехніка” створюються аналогічні дво- та тримасові вібрмашини з електромагнітним приводом, що налаштовуються на резонансний режим роботи [2]. Вони використовуються в основному як малогабаритне обладнання із невисокими масами завантаження, що впливає із наступних їх недоліків:

- ✓ невисокі тягові зусилля електромагнітного приводу, які на одиницю його маси значно менші, ніж у дебалансних.
- ✓ величина амплітуди переміщень коливальних мас обмежена допустимими значеннями повітряного проміжку між якорем та осердям електромагніта.

Єдино можливим способом створення великогабаритних вібраційних машин з електромагнітним приводом із значними масами завантаження є їх розрахунок на міжрезонансний режим роботи [3]. Проте він є доволі складним, оскільки вимагає для тримасових динамічних схем перерахунку їх інерційних величин та жорсткісних параметрів двох пружних систем. Це спонукає до розроблення нових високопродуктивних, надійних та енергоощадних вібраційних машин з просторовим рухом робочого органу з використанням електромагнітного приводу, що можливе лише за умови якісно нової картини руху коливальних мас. Тому на даний час проектування тримасових вібрмашин з електромагнітним приводом доцільно проводити на основі теорії синфазних коливань з огляду на простоту розрахунку їх динамічних схем та понижене споживання електричної енергії електромагнітним приводом при синфазному русі мас, що зазнають силової дії [4].

Аналіз останніх досліджень. Серед найпоширеніших динамічних схем вібраційних сепараторів з електромагнітним приводом є двомасові [1, 2], проте їх технологічні можливості обмежені для створення великогабаритних машин з огляду на незадовільні показники стабільності в роботі при завантаженні. Більш перспективними з цієї точки зору є тримасові вібраційні сепаратори (грохоти), що налаштовуються на міжрезонансний режим роботи з високою ефективністю використання змушувального зусилля [3]. Також відомі принципи створення тримасових вібраційних машин з електромагнітним приводом з умовно нерухомою (динамічно зрівноваженою) проміжною масою [2]. На даний час пропонується новий принцип розрахунку багатомасових (тримасових) динамічних схем вібрмашин на основі теорії синфазних коливань [4]. Створені тримасові синфазні машини з використанням ефекту “нульової жорсткості” та простим рухом (напрямленими коливаннями) робочого органу. Усе це вказує на надзвичайно широкі технологічні можливості тримасових динамічних схем.

Постановка задачі. Розкрити принципи створення та розрахунку тримасової вібраційної машини з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу на основі теорії синфазних коливань. Проаналізувати її динамічні характеристики в умовах технологічного завантаження.

Структурна схема вібраційного синфазного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу. Особливістю усіх тримасових динамічних схем вібраційних машин з електромагнітним приводом є силове збурення двох коливальних мас та кінематичне іншої. Для реалізації просторового руху робочого органу та відповідно циркуляційного руху середовища завантаження, необхідно використовувати такі пружні елементи, які б не обмежували руху мас за відповідними і достатніми для роботи машини координатами.

Вібраційний сепаратор (рис. 1) реалізовий за тримасовою схемою [6], із наступними інерційними параметрами: маси та моменти інерції відносно горизонтальних осей, що проходять через центри відповідних коливальних мас – маховика 1 m_1 та J_1 ; робочої 2 m_2 та J_2 і реактивної 3 m_3 та J_3 . Маховик 1 разом з пружною системою 4 отримав назву резонатора [4] механічної коливальної системи вібраційного сепаратора. Силове збурення здійснюється коловим електромагнітним вібробудником між реактивною 3 та робочою 2 коливальними масами, що з'єднані пружною системою 5 із жорсткостями c_{2x} – за лінійною координатою та $c_{2\varphi}$ – за



кутовою координатою. Для реалізації кутових коливань вібронашини, центри мас робочої 2 та реактивної 3 рознесені відносно лінії a дії електромагнітного зусилля на відстані r_1 та r_2 . Від робочої коливальної маси 2 через пружний стрижень 4 довжини L та жорсткості EJ зазнає кінематичного збурення маховик 1. Реалізація синфазного руху з однаковими амплітудами та фазами здійснюється між робочою 2 та реактивною 3 коливальними масами, так як вони мають силовий зв'язок. Жорсткості пружних систем 5 та 6 визначатимуть умови роботи вібраційних синфазних машин із необхідною власною частотою коливань ν_0 .

Характерною особливістю вібраційних синфазних машин з електромагнітним приводом є використання так званого ефекту “нульової жорсткості”, що теоретично визначає абсолютну м'якість пружної системи у силовому збуренні коливальних мас (жорсткість $c_{2x} \rightarrow 0$) за умови їх синфазного руху (з однаковими амплітудами та зсувами фаз). Для виготовлення гумових пружних елементів, які реалізують ефект “нульової жорсткості” системи використовують м'яку мікропористу гуму (ТУ 38.105867 – 75). Жорсткість такої пружної системи при її

односторонньому стиску (рис. 8) не перевищує $c_{2x} \leq 2 \cdot 10^4 \frac{H}{м}$ і є на два порядки меншою за жорсткість стрижня. В результаті використання гумових елементів невисокої жорсткості реактивна коливальна маса 3 не буде визначати динамічних характеристик вібраційної машини і зведе тримасову механічну коливальну систему до двомасової. Присутність реактивної

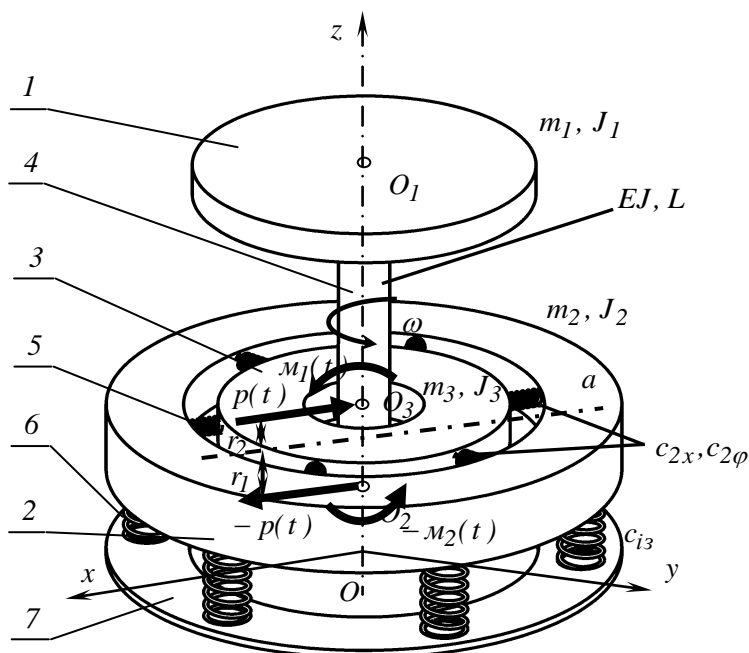


Рис. 1. Структурна схема тримасового вібраційного сепаратора:

1 – маховик; 2 – робочий орган; 3 – реактивна

коливальної маси 3 розглядається як необхідність у створенні змушувальної сили. При застосуванні такого підходу тримасова механічна коливальна система буде визначати динамічні характеристики вібраційної машини за принципом двомасових структур. Пружна система 4 забезпечує кінематичне збурення маховика 1 резонансної роботи вібронашини. Доцільно в конструкціях вібраційних машин з просторовим рухом робочого органу в якості вертикальної пружної системи використовувати один пружний стрижень 4, що розташовується вздовж осі вібронашини і володіє чотирма ступенями вільності.

Матеріал стрижня – сталь 60С2ХФА.

Просте конструктивне виконання вібраційних синфазних машин з просторовим рухом робочого органу забезпечується використанням ефекту “нульової жорсткості” пружної системи та використанням в якості вертикальної пружної системи лише одного вертикально розташованого пружного стрижня.

Розрахунок вібраційного синфазного сепаратора. Принципово нова теорія синфазних коливань розвинута на базі класичної методики розрахунку вібраційних машин за антифазним принципом. Але на відміну від традиційного випадку розрахунку тримасових коливальних систем, дана теорія використовує цілком нові принципи підбору інерційних та пружних



параметрів елементів коливальних систем. Особливими принципами у розрахунку вібраційних синфазних машин користуються при визначенні інерційних параметрів коливальних мас, а традиційні методи розрахунку лягли в основу визначення жорсткісних та конструктивних параметрів пружних систем.

Значення m_3 реактивної коливальної маси 3 визначає умови синфазного руху робочої 2 та реактивної 3 коливальних мас за співвідношенням [4]:

$$m_3 = \frac{1}{2\eta(1-z^2)} \left[(1-z^2)(m_2 - 2\eta m_2 - \eta m_1) - z^2 m_1 \pm \dots \rightarrow \right. \\ \left. \rightarrow \dots \pm \sqrt{z^4 \left[2m_1 m_1 (1-\eta) + m_1^2 (1-\eta)^2 + m_2^2 \right] + \right. \\ \left. + 2z^2 \left[m_1^2 (\eta - \eta^2) - m_2^2 - m_1 m_2 \right] + (\eta m_1 + m_2)^2 \right]. \quad (1)$$

Параметр η у виразі (1) називається часткою жорсткості і визначає співвідношення між жорсткісними параметрами двох пружних систем:

$$\eta = \frac{c_{2x}}{c_{1x}}, \quad (2)$$

де c_{2x} – лінійна жорсткість гумових кілець, $c_{1x} = \frac{3EJ}{L^3}$ – лінійна жорсткість стрижня.

Значення моментів інерції коливальних мас J_1 , J_2 та J_3 приймається конструктивно.

Реалізація синфазного руху робочої 2 та реактивної 3 коливальних мас за рівності амплітуд їх коливань $A_2 = A_3$ забезпечить величину їх відносного переміщення $A_g = A_2 - A_3 = 0$. За такої умови величина повітряного проміжку δ в електромагнітному вібробуднику в процесі роботи залишатиметься незалежною від величини переміщення якоря відносно осердя з котушкою. Цим попередньо підтверджується підвищення ККД електромагнітного приводу за умови реалізації синфазного руху коливальних мас.

Розрахунок стрижня. За відомих інерційних параметрів коливальних мас тримасової механічної системи залишається визначити жорсткість c_{1x} вертикальної пружної системи 4 у вигляді одного стрижня, що визначатиме умову резонансної роботи вібрмашини. Використання ефекту “нульової жорсткості” дозволило отримати класичну двомасову структуру, для якої значення жорсткості c_{1x} буде функцією інерційних параметрів робочої маси 2 та маховика 1 і конструктивних параметрів самого стрижня: $c_{1x} = f(m_1, J_1, m_2, J_2, L, d)$.

Під дією обертових змушувальних сил та згинальних моментів даний стрижень зазнає згину по колу. Тоді, залежно від технологічного призначення дана вібраційна машина

розраховуватиметься на необхідну власну частоту коливань $\omega_0 = \frac{\omega}{z}$ визначенням жорсткісних

параметрів пружного стрижня за двомасовою схемою з чотирма степенями вільності [5]. Такий розрахунок базується на методі скінченних елементів (МСЕ), згідно якого значення моменту інерції J поперечного перерізу стрижня:

$$J = \frac{L(m_1 L^2 m_2 J_2 + m_1 L^2 m_2 J_1 + 3m_1 J_2 J_1 + 3m_2 J_2 J_1 + A^{1/2})}{6E(m_1 m_2 L^2 + m_1 J_2 + m_1 J_1 + m_2 J_2 + m_2 J_1)} \cdot \left(\frac{\omega}{z}\right)^2. \quad (3)$$

$$\text{де } A = \left(\begin{array}{l} m_1^2 L^4 m_2^2 J_2^2 - m_1^2 L^4 m_2^2 J_2 J_1 + 3m_1^2 L^2 m_2 J_2^2 J_1 + 3m_1 L^2 m_2^2 J_2^2 J_1 + \\ + m_1^2 L^4 m_2^2 J_1^2 + 3m_1^2 L^2 m_2 J_1^2 J_2 + 3m_1 L^2 m_2^2 J_1^2 J_2 + \\ + 9m_1^2 J_2^2 J_1^2 + 18m_1 m_2 J_2^2 J_1^2 + 9m_2^2 J_2^2 J_1^2 \end{array} \right).$$

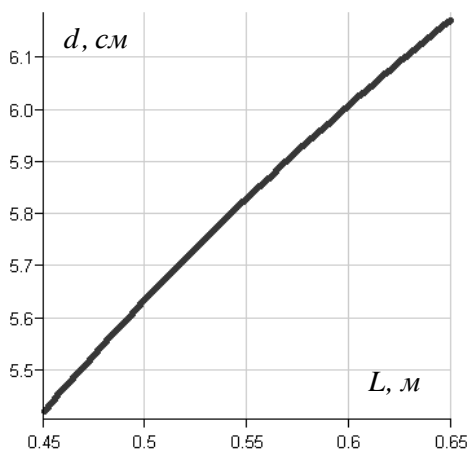


Рис. 2. Залежність діаметра стрижня d від його довжини L

Характер даної залежності наведений на рис. 2. Так, при використанні стрижня $d = 0,060\text{ м}$ (заготовка $\varnothing 60 \times 1020\text{ мм}$) необхідне значення його довжини $L = 0,6\text{ м}$.

Розрахунок власних частот коливань з використанням МСЕ частотним аналізом у програмному забезпеченні *CosmosWorks* у *SolidWorks 2006*. Різниця в частотах між результатами розрахунків з використанням МСЕ (рис. 4) та теоретичним значенням ($\nu_0 = \frac{50}{0,98} = 51,02\text{ Гц}$) першої власної частоти коливань системи з чотирма ступенями вільності становить у відсотковому відношенні $\delta\nu_1 = 5,13\%$, що викликане в основному впливом маси стрижня ($5,82\text{ кг}$) [5]. Це підтверджує достовірність виведених аналітичних виразів (3) та можливість проведення частотного аналізу у програмному забезпеченні *CosmosWorks* у *SolidWorks 2006* для таких коливальних систем.

Имя модели: Прокладка верхня
Имя узора: Упругие 3
Тип эпоры: Статическое перемещение Построение1
Шкала деформации: 20.6991

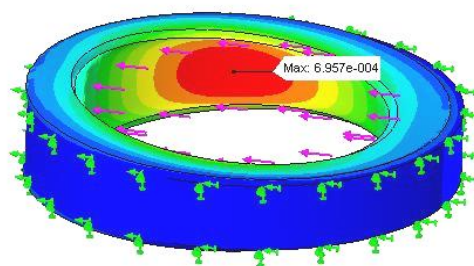


Рис. 3. Деформація гумового кільця при односторонньому стиску

Форма колебаний: 7. Значение = 48.401 Гц
Шкала деформации: 0.460046

UX (m)

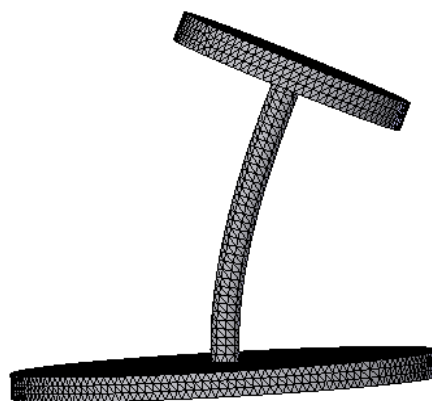
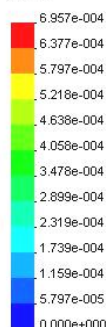


Рис. 4. Перша власна форма коливань двомасової системи

За відповідною структурною схемою створена 3D-модель тримасового вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом (рис. 5). Параметри коливальної системи наступні: $m_1 = 41,91\text{ кг}$, $J_1 = 0,4\text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_2 = 116,67\text{ кг}$, $J_2 = 3,59\text{ кг} \cdot \text{м}^2$, $m_3 = 12,2\text{ кг}$, $J_3 = 0,05\text{ кг} \cdot \text{м}^2$ при розмірах стрижня $d = 54,65 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ $L = 0,46\text{ м}$. Маса машини 218 кг , об'єм контейнера 40 л .

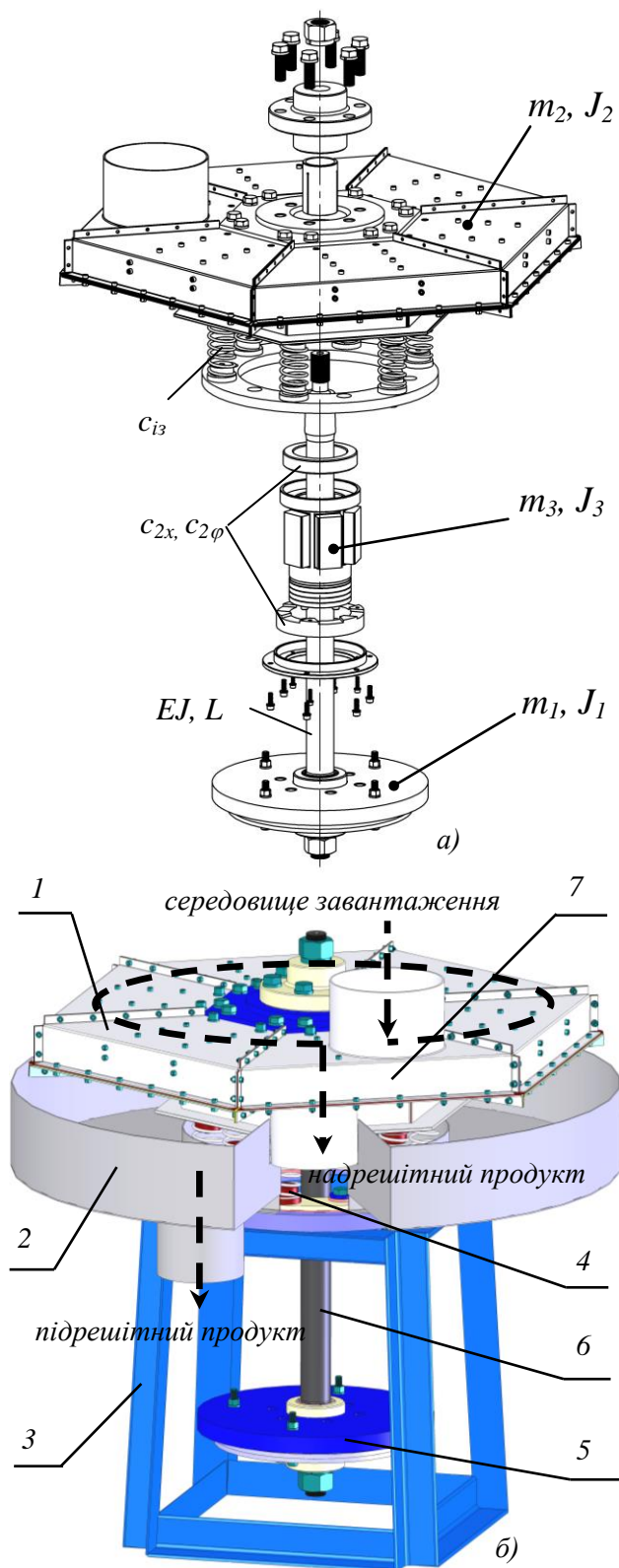


Рис. 5. Тримасовий циркуляційний вібраційний сепаратор з електромагнітним приводом:

1 – робочий орган; 2 – збірник; 3 – рама;
4 – віброізолятори; 5 – маховик; 6 – стрижень;
7 – завантажувально – розвантажувальний

Робоча коливальна містить робочий орган (рис. 10а), виконаний у вигляді шестигранника, утвореного набором із п'яти робочих сегментів та одного завантажувально-розвантажувального сегмента 4. До робочих сегментів кріпляться сита 2 необхідного розміру вікна. Для відокремлення потоку продукту просіювання, що завантажується і розвантажується через відповідні патрубки 4, передбачена перегородка. Всередині робочої коливальної маси рівномірно за колом розміщується шість осердь з котушками колового електромагнітного приводу 1. Необхідна для створення змушувальної сили реактивна коливальна маса 3 містить шість рівномірно розташованих за колом 1-подібних якоря. Використання в якості пружної системи, що з'єднує робочу та реактивну 3 коливальні маси, гумових кілець (рис. 3) із м'якої гуми, що реалізують ефект “нульової жорсткості”, дозволило значно спростити конструкцію даної вібростанини та здійснити розрахунок тримасової коливальної системи згідно теорії синфазних коливань [4]. Третя коливальна маса – резонатор, утворений маховиком 5 та пружним стрижнем 6 (рис. 5б), з'єднаний в центральній частині робочої коливальної маси жорстким защемленням вертикально розташованого стрижня 6. Вся конструкція встановлюється на основу через віброізолятори 4 із витих пружин, що розташовані за колом під робочою масою. Живлення котушок електромагнітів відбувається із зсувом фаз одна відносно одної від трифазної мережі. В створенні змушувальної сили одночасно беруть участь три електромагніти. При підключенні схеми (рис. 6) до мережі живлення, сумарний вектор магнітної індукції перпендикулярний до осі вібростанини і обертається по колу з коловою частотою, рівною частоті живлення ω . Вектор сумарного електромагнітного зусилля рухається також “по колу” з тою ж коловою частотою, створюючи вимушені коливання мас по колу. Реверсування руху забезпечується зміною фаз.

Оскільки центри мас робочого та реактивного коливальних тіл рознесені відносно площини дії змушувальних сил, то ці коливальні маси здійснюватимуть повороти під дією



змушувальних моментів навколо горизонтальних осей, що проходять через їх центри мас. Маховик 5 резонатора кінематично збурюючись від робочої маси 1, рухається в протифазі до останньої. Утворена двомасова коливальна система визначає умови роботи вібраційної машини за необхідним резонансним налагодженням. В усталеному резонансному режимі роботи енергія руху маховика резонатора значно вища за енергію, яка затрачається коловим електромагнітним віброзбудником і саме маховик задає рух робочої коливальної маси певної амплітуди. Як результат – робочий орган вібраційної машини обкочується навколо осі машини із частотою живлення по колу деякого радіуса, утвореного своїм нахилом на кут φ_2 у вертикальній площині, синфазно із горизонтальними переміщеннями. Отримавши просторові коливання, робочий орган забезпечує циркуляційний рух середовища завантаження як вздовж своєї кругової осі, так і в радіальному напрямку. Завдяки коловому електромагнітному віброзбуднику утворюється вектор обертової змушувальної сили, за аналогією з дебалансними віброзбудниками.

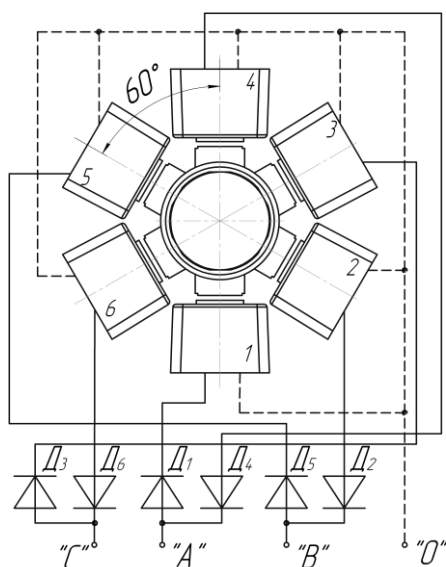


Рис. 6. Схема підключення колового електромагнітного віброзбудника на робочу частоту коливальності 50 Гц

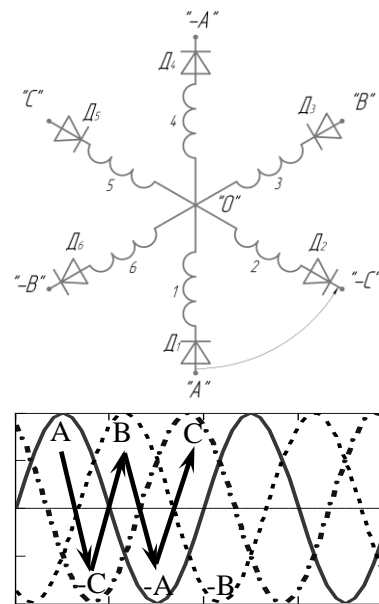


Рис. 7. Часова діаграма роботи колового електромагнітного віброзбудника

Аналіз руху коливальних мас. За наведеною на рис. 3 динамічною схемою вібромашини проведено математичне моделювання і отримана система диференціальних рівнянь руху за шістьма ступенями вільності, а саме поступальні (за лінійною координатою x) та обертальні (за кутовою φ координатою) рухи трьох коливальних мас. Вертикальні переміщення середньої точки робочого органу (вздовж осі y) будуть визначатися кутом його повороту відносно центру ваги: $y_2 = r \cdot \text{tg} \varphi_2$.

Виведена математична модель коливальної системи вібраційної синфазної машини дозволила отримати широкий спектр її динамічних характеристик. Використовуючи числові методи розв'язку системи диференціальних рівнянь руху у програмному продукті *Maple 10* (метод Розенброка) отримано часові залежності усталеного руху (рис. 8а, рис. 8б). Дані графіки засвідчують стійкий синфазний рух робочої та реактивної коливальних мас за відповідними лінійними координатами (x_2 і x_3) та кутовими (φ_2 і φ_3) координатами. Спостерігається антифазне кінематичне збурення маховика резонатора за його лінійним x_1 та кутовим переміщенням φ_1 до відповідних синфазних переміщень робочої та реактивної коливальних мас. Це підтверджують також наведені АЧХ за відповідними узагальненими координатами (рис. 8в,

рис. 8г). Значення вертикальної складової амплітуди коливань на радіусі $r = 300 \text{ мм}$ становить $y_2 = 0,42 \text{ мм}$. Тоді середнє значення параметра режиму (коефіцієнта перевантаження) буде визначатися [2, 3]: $\xi = \frac{y_2 \omega^2}{g} = 4,2$. Відомо [3], що найкращі показники грохочення досягаються при $\xi = 4..5$, а отримане значення ξ вказує на технологічну придатність даної машини при отриманих амплітудах коливань робочого органу на частоті збурення $\omega = 314,15 \text{ с}^{-1}$ ($\nu = 50 \text{ Гц}$).

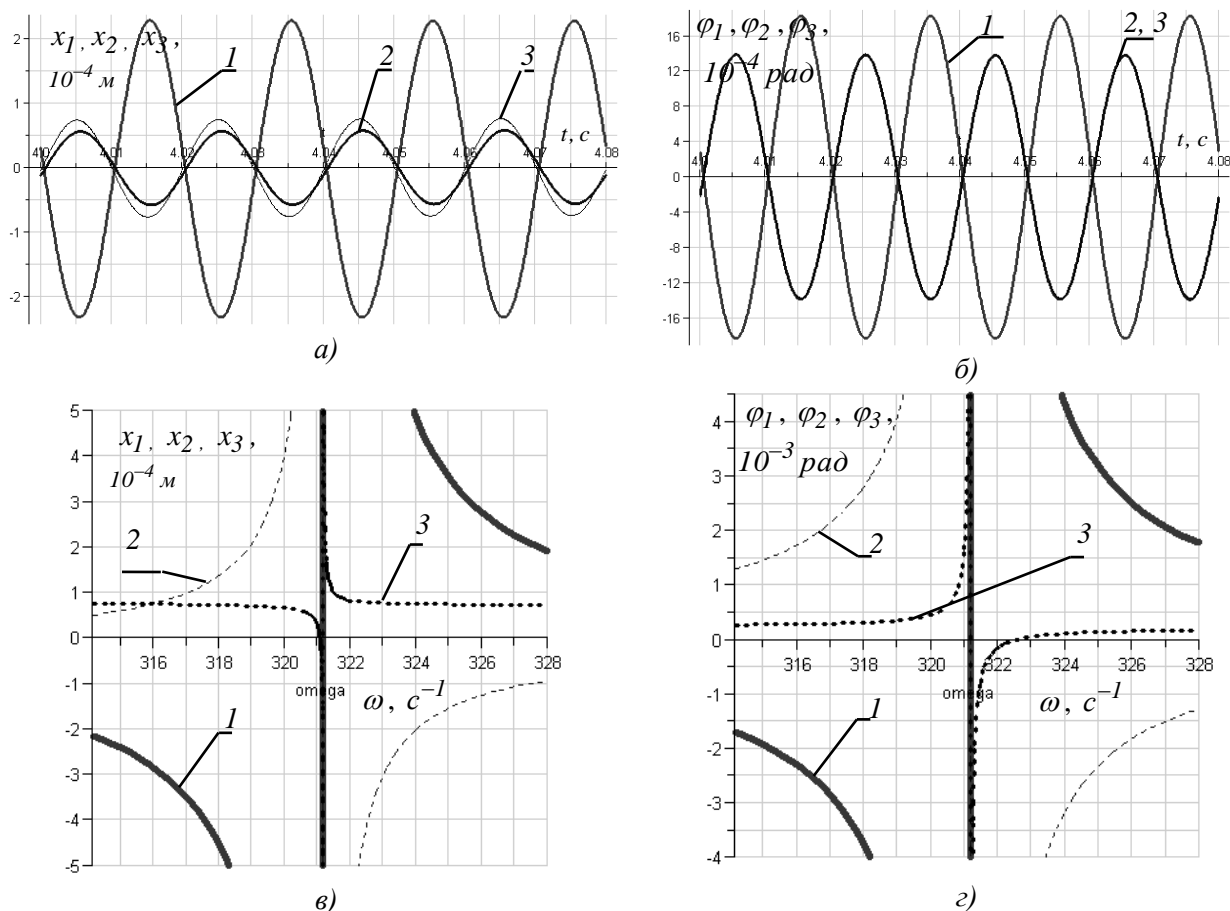


Рис. 8. Часові залежності (а, б) та АЧХ (в, г) усталеного руху коливальних мас вібраційної машини за лінійними (x_1 (1), x_2 (2) та x_3 (3)) та кутовими (φ_1 (1), φ_2 (2) та φ_3 (3)) координатами

У математичній моделі вплив завантаження на рух коливальної системи може бути врахований шляхом приєднання робочої маси завантаження до маси робочого органу з врахуванням відповідних коефіцієнтів в'язкого тертя, значення яких значно перевищує значення коефіцієнтів в'язкого тертя пружних систем вібраційної машини. Часові залежності руху і АЧХ за лінійною та кутовою координатою при завантаженні робочого органу масою 40 кг зображені на рис. 9. Можна стверджувати, що зміна величини маси завантаження робочого органу порушує принципи синфазного руху між робочою та реактивною коливальною масами за горизонтальними переміщеннями (рис. 9а) і не порушує їх синфазного руху за кутовими переміщеннями (рис. 9б). Це стверджують наявні зсуви фаз між відповідними лінійними (рис. 9в) та кутовими переміщеннями згідно рис. 9г.



Робота вібраційної синфазної машини в умовах її технологічного завантаження здійснює стійкий рух із достатніми для здійснення техпроцесу сепарації амплітудами за відповідними узагальненими координатами. Ступінь завантаження робочого органу визначає наявність певного зсуву фаз при поступальному переміщенні мас. Отже, такі конструкції вібраційних машин стійкі до зміни завантаження робочого органу і можуть бути придатні у виробництві відповідним технологічним процесам.

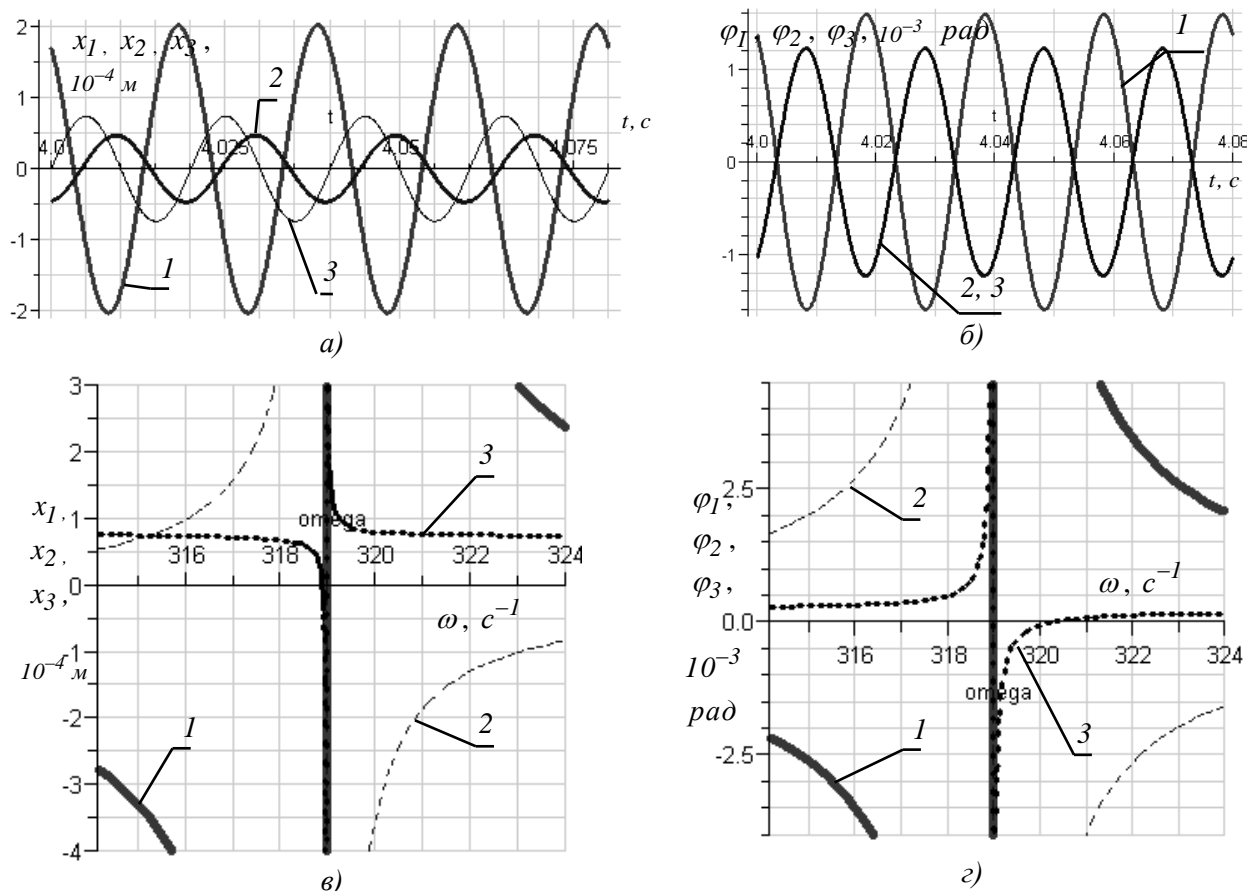
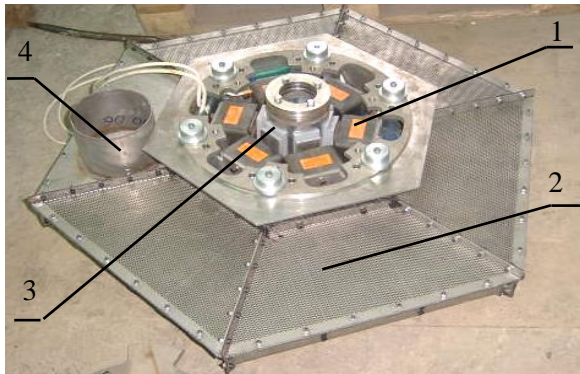


Рис. 9. Часові залежності (а, б) та АЧХ (в, г) усталеного руху коливальних мас вібраційної машини в умовах технологічного завантаження за лінійними (x_1 (1), x_2 (2) та x_3 (3)) та кутовими (φ_1 (1), φ_2 (2) та φ_3 (3)) координатами

Впровадження тримасового вібраційного сепаратора. Вібраційна синфазна машина 1 з просторовим рухом робочого органу (рис. 5б) є складальною одиницею установки для відділення полімерного продукту певного гранульованого складу від промивальної речовини при неперервному режимі роботи на частоті вимушених коливань $\omega = 314,15 \text{ c}^{-1}$ ($\nu = 50 \text{ Гц}$). Для збирання промивальної рідини під робочим органом за периметром жорстко закріплений до рами збірник 2. Полімерний матеріал очищується в процесі вібраційного переміщення по ситі від зони завантаження до зони розвантаження завантажувально-розвантажувального сегмента 7 вібромашини. Вібромашини встановлені на корзині рами 3.

Особливістю даної коливальної системи є необхідність рівності власних частот коливань у напрямках дії змушувальної сили (через 60°), що визначатиме стабільність циркуляційного (рівномірності) руху середовища завантаження робочого органу. Тобто, амплітуди коливань у всіх силових площинах повинні бути однаковими. Це можливе тільки у випадку рівності моменту інерції коливальних мас відносно власних центрів ваги та жорсткісних параметрів стрижня у цих силових площинах. Останній критерій отримується у випадку рівномірного

защемлення стрижня. Тому вимірювання власної частоти коливань за двотактною схемою живлення здійснювалося у всіх трьох силових площинах. Розбіжність у значеннях власної частоти склала $0,1\text{Гц}$. Для точного резонансного налагодження механічної коливальної системи вібраційного сепаратора передбачені чотири металічні кільця (маса кожного 3кг), які кріпляться до маховика резонатора. Амплітудне значення змушувальної сили електромагнітного вібробудника ЭМ 68-08-231-00УХЛ4 $P=300\text{Н}$. Споживана потужність електромагнітного приводу $0,92\text{кВт}$ при величині струму в обмотках $0,7\text{А}$.



а)



б)



в)

Рис. 10. Робочий орган (а) (вигляд знизу), реактивна маса (б) та резонатор (в) вібраційного сепаратора: 1 – коловий електромагнітний вібробудник; 2 – сито; 3 – реактивна маса; 4 – розвантажувальний патрубок



Рис. 11. Тримасовий вібраційний сепаратор з електромагнітним приводом в складі автоматичної технологічної лінії

Висновок. У даній статті автори виклали основні принципи створення та розрахунку тримасового вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу на основі теорії синфазних коливань. Наведені динамічні показники підтверджують технологічну придатність вібрмашини на робочій частоті 50Гц та стабільність її роботи в умовах технологічного завантаження.

Література.

1. Назаренко І. І., Туманська О. В. *Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: Підручник.* – К.: Вища шк., 2004. – 590 с.: іл.
2. Повідайло Володимир. *Вібраційні процеси та обладнання: Навч. посібник.* – Львів: Видавництво Національного університету „Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
3. Вайсберг Л. А. *Проектирование и расчет вибрационных грохотов.* М.: Недра, 1986. – 144 с.



4. Ланець О. С. Розрахунок тримасових механічних коливальних систем вібраційних машин з електромагнітним приводом та синфазним рухом коливальних мас // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 39. – С.76-82.
5. Гурський В. М. Визначення власних частот коливань двомасової вібраційної машини з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу // Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. Український міжвід. наук.-техн. зб. – Львів: НУ “Львівська політехніка”, 2005. – Вип. 41. – С.-.
6. Деклар. пат. 19217 Україна, МПК(2006) B06B 1/02. Вібраційна машина об'ємної обробки з електромагнітним приводом. / О. В. Гаврильченко, О. С. Ланець, В. М. Гурський (Україна). - № и 2006 05174; Заявл. 11.05.2006; Опубл. 15.12.2006, Бюл. № 12. – 4 с.

СТВОРЕННЯ ТРИМАСОВОГО ЦИРКУЛЯЦІЙНОГО ВІБРАЦІЙНОГО СЕПАРАТОРА З ЕЛЕКТРОМАГНІТНИМ ПРИВОДОМ ТА СИНФАЗНИМ РУХОМ КОЛИВАЛЬНИХ МАС

В статті викладені основні принципи створення та розрахунку тримасового циркуляційного вібраційного сепаратора з електромагнітним приводом та просторовим рухом робочого органу на основі теорії синфазних коливань. Наведені основні динамічні показники. Досліджено вплив маси завантаження на рух коливальних мас.

СОЗДАНИЕ ТРЕХМАССОВОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО ВИБРАЦИОННОГО СЕПАРАТОРА С ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫМ ПОВОДОМ И СИНФАЗНЫМ ДВИЖЕНИЕМ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ МАСС

В статье изложены основные принципы создания и расчета трехмассового циркуляционного вибрационного сепаратора с электромагнитным поводом и пространственным движением рабочего органа на основе теории синфазным колебаний. Приведены основные динамические показатели. Исследовано влияние массы загрузки на движение колебательных масс.

CREATION OF THE CIRCULATION VIBRATORY SEPARATOR WITH ELECTROMAGNETIC OCCASION AND COPHASED MOTION OF OSCILLATION THE MASSES

This article describes main principles of making and account three-fat of circulation an oscillating separator with the solenoid drive and circuital movement of medium of loading on a base of the theory of co-phase oscillations are explained. The base dynamic parameters are reduced. Influence of weight of loading on movement of oscillatory weights is investigated.

УДК 622.647.4

В.М. Гарнець, кандидат технічних наук,
професор (КНУБА)

О.О. Булавка, аспірант (КНУБА)

**ВИЗНАЧЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ
ПРОЦЕСІВ ПРИ ФОРМУВАННІ НА БФА**

Стабільна безперервна робота бетоноформуючого агрегату (БФА) і технологічної лінії в цілому значною мірою визначається експлуатаційною надійністю бункерних пристроїв, які є їх невід'ємною частиною. Окрім того, для забезпечення умов повної механізації та автоматизації роботи БФА необхідне точне дозування витратного матеріалу і швидкості подачі необхідної дози, яка б відповідала продуктивності усіх механізмів робочого органу [1,2]. Видача (витікання) бетонної суміші реалізується під дією гравітаційного розвантаження або за допомогою вібраційних збуджувачів [1]. Необхідність використання вібраційного впливу для інтенсифікації процесу витікання суміші обумовлюється її специфічними фізико – механічними властивостями: високою вологістю, великими значеннями коефіцієнтів внутрішнього і зовнішнього тертя, схильністю до налипання та утворення склепінь. Вібраційна обробка, послаблюючи структурні зв'язки і знижуючи в'язкість, сприяє витіканню суміші. В роботі [2] на основі аналізу робіт Л.В. Гячева [3], Г.Б. Гірштеля [4] отримана залежність для визначення швидкості квазіламінарного витікання із щільного бункера (рис.1) граничної сипучої суміші представленої корпускулярно – хвильовою моделлю:

$$v_e = \sqrt{\frac{q_{ef} R_z}{2tg(90 - \delta)}} \cdot th \left[\sqrt{\frac{2tg(90 - \delta)}{R_z}} \cdot t \right], \quad (1)$$

де q_{ef} - ефективне прискорення частинки в масиві суміші під дією вібрації; R_z - гідравлічний радіус вихідного отвору; δ - кут поляризації коливань по вертикалі; t - час. При величині площі вихідного отвору щільного бункера - S_o формула для визначення витрат суміші записується у вигляді:

$$Q = S_o \sqrt{\frac{q_{ef} R_z}{2tg(90 - \delta)}} \cdot th \left(\sqrt{\frac{2tg(90 - \delta) q_{ef}}{R_z}} \cdot t \right) \quad (2)$$

Стабілізація процесу витікання настає за умовою

$$th \left(\sqrt{\frac{2tg(90 - \delta) q_{ef}}{R_z}} \cdot t \right) \approx 1, \quad \text{що}$$

забезпечується при рівності:

$$th \left(\sqrt{\frac{2tg(90 - \delta) q_{ef}}{R_z}} \cdot t_{cm} \right) \approx 2$$

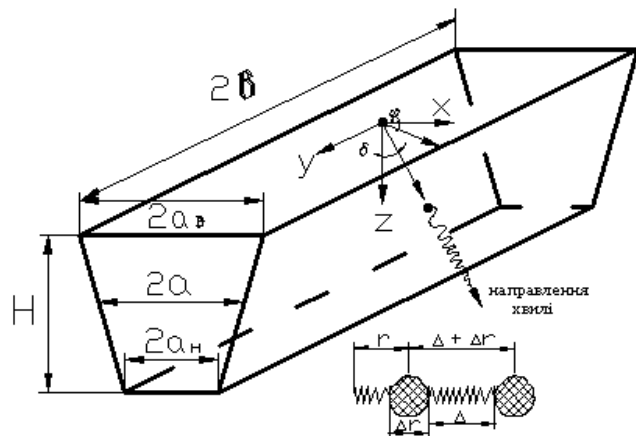


Рис. 1 Розрахункова схема щільного бункера

Звідси час стабілізації процесу:

$$t_{cm} = \sqrt{\frac{2R_z}{tg(90 - \delta) q_{ef}}} \quad (3)$$

Виходячи з цього, вирази для максимального значення швидкості витікання і витрат отримують вигляд:

$$v_{e.n.} = \sqrt{\frac{q_{ef} R_z}{2tg(90 - \delta)}} \cong \sqrt{\frac{q_{ef} R_z}{2ctg \delta}}; \quad (4)$$

$$Q_m = 4a_n v_e \sqrt{\frac{q_{ef} R_z}{2ctg \delta}}; \quad (5)$$

де a_n і v_e - характерні розміри вихідного отвору бункера.

Тобто визначальними факторами для визначення характеристик процесу витікання для даного R_z являється кут поляризації коливань по відношенню до вертикалі та ефективне значення прискорення частинки суміші, величина якого визначена в [2] в залежності від густини суміші, її в'язкості, ефективного коефіцієнту тертя. Для визначення часу, необхідного для витікання

всього об'єму суміші, яка знаходиться в бункері,

порівняєм $Q(t) = -\frac{\partial v}{\partial t}$;

$$\int_0^T Q(t) dt = -\int_{v_0}^0 dV,$$

де T - час витікання всього об'єму V_o .



Підставляючи вираз (2) для визначення витрат, отримаємо:

$$\int_0^T 4a_n e^{\sqrt{\frac{q_{ef} R_z}{2ctg \delta}} \cdot th \left(\sqrt{\frac{2ctg \delta \cdot q_{ef}}{R_z}} \cdot t \right) dt = V_o$$

Після інтегрування і деяких перетворень отримуємо вираз для розрахунку терміну витікання всього об'єму суміші:

$$T = \sqrt{\frac{R_z}{2Bq_{ef}}} \cdot \left[\frac{2ctg \delta \cdot V_o}{4a_n b R_z} \right] + \ln \left(1 + \sqrt{1 - e^{-\frac{4ctg \delta \cdot V_o}{(4a_n b) R_z}}} \right); \quad (6)$$

Виходячи з (1) і (6) принципово можливо прогнозувати продуктивність бетоноформуючого агрегату, взаємопов'язуючи між собою швидкість витікання зі швидкістю формування. Аналіз виразу в круглих дужках показує, що він є досить малою величиною. Це дозволяє спростити вираз (6) і після спрощення записати повний час витікання всього об'єму суміші, що знаходиться у бункері у вигляді:

$$T \cong \sqrt{\frac{R_z}{2ctg \delta \cdot q_{ef}}} \cdot \left[\frac{2ctg \delta \cdot V_o}{4a_n b R_z} + 0.7 \right]; \quad (7)$$

Взаємодію бункерного і ущільнюючого механізмів робочого органу БФА необхідно розглядати виходячи з двох основних положень. По – перше, для забезпечення динамічної рівноваги в цілому процесу формування необхідно дотримання закону постійності потоку маси. Це означає, що маса суміші щільністю ρ_o , яка витікає через вихідний отвір бункеру площею S_δ із швидкістю v_δ повинна дорівнювати масі суміші щільністю ρ_k , який виходить після ущільнення ковзним віброштампом зі швидкістю v_ϕ . По суті, це є потік відформованого виробу площею $S_{вир}$, тобто:

$$\rho_o \cdot v_\delta \cdot S_\delta = \rho_k \cdot v_\phi \cdot S_{вир}; \quad (8)$$

Для досягнення кінцевої щільності ρ_k , необхідно забезпечити певну довготривалість вібраційної обробки ковзним віброштампом. При цьому профіль штапу та режими коливань повинні визначатись в залежності від властивостей суміші та висоти виробу:

Виходячи з (1) і (8):

$$v_\phi = \frac{\rho_o}{\rho_k} \cdot \frac{S_\delta}{S_{вир}} \sqrt{\frac{q_{ef} R_z}{2tg(90-\delta)}} \cdot th \left(\sqrt{\frac{2tg(90-\delta)q_{ef}}{R_z}} \cdot t \right) \quad (9)$$

Таким чином, при заданому коефіцієнті ущільнення швидкість формування знаходиться у відповідності до v_δ при певному співвідношенні площ вихідного отвору бункера і площ поперечного перерізу виробу.

Оскільки бетонні суміші, що використовуються для виробництва збірного залізобетону при ущільненні проявляють значну в'язкість, схильні до адгезії зі стінками бункеру можливе використання внутрішніх інтенсифікаторів вібраційної дії. При напрямку дії вимушуючої сили, перпендикулярному до вектору швидкості витікання рівняння рівноваги сил, діючих на частинку по аналогії з [2]:

$$mg = \eta_{ef} \left(\frac{\partial j}{\partial t} \right) + \mathcal{F}_{ef}; \quad (10)$$

Ефективний коефіцієнт тертя:

$$f_{ef} = f \left[1 - \frac{\sqrt{r_g} \cdot A \cdot \omega^2 \cdot e^{-\alpha(r-r_g)}}{qK} \left(\frac{1}{\sqrt{r}} - \frac{e^{-\alpha r(\Delta+\Delta r)}}{\sqrt{r+\Delta+\Delta r}} \right) + \frac{c}{fmgK} \right]; \quad (11)$$

Швидкість деформації :

$$\frac{\partial j}{\partial t} = \frac{K\sqrt{r_g} \cdot A \cdot \omega \cdot e^{-\alpha(r-r_g)}}{\Delta \cdot Z'_e} \left\{ \frac{\cos \omega \left(t - \frac{r-r_g}{v} \right)}{\sqrt{r}} - e^{-\alpha(\Delta+\Delta r)} \cdot \frac{\cos \omega \left(t - \frac{r+\Delta+\Delta r+r_g}{v} \right)}{\sqrt{r+\Delta+\Delta r}} \right\}; \quad (12)$$

Використовуючи вирази (11) і (12), можливо визначити швидкість витікання, витрати і час витікання при використанні внутрішніх віброінтенсифікаторів. Для цього необхідно скористатись залежностями, отриманими в роботі [3].

Література.

1. Гарнець В.М. Прогресивні бетоноформуючі агрегати та комплекси. К., «Будівельник», 1991, с.145
2. Гарнець В.М. Дослідження процесу витікання бетонної суміші, представленій корпускулярно – хвильовою моделлю. Зб. ГБДММ, №67 с.34-36
3. Гячев Л.В. Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах., М., Машиностроение, 1968, с.184
4. Гирштель Г.Б. О физической природе вибрационного воздействия на уплотнения смеси. Сб. Технология бетона и железобетонных конструкций. НИИСК Госстроя УССР. К., Будівельник, 1972г., с.142-148.



УДК 531 + 539.3

Ю.В. Човнюк, к.т.н., доцент, КНУБА

ОСОБЛИВОСТІ ВІБРАЦІЙНИХ ТА ВІБРОУДАРНИХ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПРОЦЕСІВ У ПРЕСОВАНИХ „ЗВ’ЯЗАНИХ” СТРУКТУРАХ ПОРОШКОВИХ МАТЕРІАЛІВ

Використання дії вібрації суттєво підвищує ефективність таких технологічних процесів, у котрих об’єктами обробки є порошкові матеріали (ПМ). Загальні тенденції поведінки цих матеріалів під дією вібрації [1-4] наступні: збільшується густина й рівноцільність готових виробів по усьому об’єму, знижуються ефективні коефіцієнти тертя між часточками ПМ й оточуючими поверхнями, наприклад, у прес-формах; значно, у десятки разів, зменшуються зусилля у порівнянні зі статичним пресуванням за рахунок зниження сил бічного та внутрішнього тертя, а також збільшення рухливості часточок ПМ у напрямку прикладеного зусилля пресування за так званого „уявного (псевдо-) ожигнення”. Пластичні монолітні та ПМ (металеві) знаходяться, головним чином, у полі обробки тиском (пресуванні). Властивості таких матеріалів досить детально досліджені, а процеси деформування описуються математичними виразами теорії пластичності. Непластичні матеріали – керамічні, вогнетривкі, фарфоро-фаянсові прес-порошки – у процесі ущільнення чи формоутворення не деформуються у пластичній зоні (явище пластичного деформування може спостерігатись у ПМ такого типу тільки у випадку введення пластифікуючих чи зв’язуючих домішок); для цих матеріалів небажані навантаження, які перевищують границю/межу пружності й викликають руйнування вихідних часточок ПМ. Такі матеріали мають реологічні властивості і для них характерні релаксаційні явища.

Метою даної роботи є встановлення особливостей та основних закономірностей вібраційних, ударних, віброударних процесів у ПМ.

Умовний поділ основних об’єктів обробки за вказаних вище технологічних процесів на пластичні й непластичні може бути замінений відповідним поділом на металеві та неметалеві ПМ й сипучі матеріали. Застосування металевих та неметалевих вихідних матеріалів визначене специфікою виробництва. У порошковій металургії переважають металеві чи ті, що мають металеву основу ПМ, у промисловості вогнетривких матеріалів і при виробництві керамічних виробів застосовують, наприклад, неметалеві ПМ на основі карбиду кремнію (МПК, С-2), шамотні матеріали та ін.

До неметалевих відносяться й сипучі матеріали, котрі є об’єктами обробки вібраційних та віброударних технологічних процесів у будівництві, а також абразивні матеріали, що застосовуються у процесах остаточної обробки деталей.

Такий поділ визначив аналогії з достатньо вивченими процесами пластичного деформування металів (для об’єктів обробки, що мають властивості металів) й з особливостями ущільнення ґрунтів і бетонів – для неметалевих ПМ й сипучих матеріалів. Цими аналогіями можна пояснити і розмаїття у термінах для однотипових технологічних процесів пресування, ущільнення, формування.

Згідно [4], з поняттям „пресування” зазвичай зв’язують процеси стискування (всєбічного) об’єктів обробки під тиском, близьким чи перевищуючим межі пружності й текучості матеріалу, а під процесом „ущільнення” розуміють тільки збільшення щільності укладання часточок сипучого матеріалу без значного їх деформування, оскільки хрупке руйнування часточок знижує щільність заготовленого виробу чи напівфабрикату. Процес „формування” визначається ущільненням ПМ під впливом прикладеного тиску й збереженням заданої форми після зняття навантаження. В умовах виробництва з урахуванням такої термінології складно дати визначення цілому ряду вібраційних та віброударних процесів, наприклад, процесам отримання напівфабрикатів виробів з неметалевих ПМ, у яких є хрупкі основні часточки, котрі небажано руйнувати, і часточки зв’язуючих та пластифікуючих домішок, які деформуються у широких межах. Тому у подальшому буде використана термінологія, що прийнята для конкретної галузі, де застосовуються такі однотипові технологічні процеси, а при розгляді загальнотеоретичних питань – поняття „ущільнення”.

1. Особливості статичного пресування ПМ у межах моделі „зв’язаної” порової структури.

У випадку найпростішої схеми (вібраційного, статичного) пресування у вихідній позиції на робочому столі вібропресу закріплюють циліндричну матрицю прес-форми з ПМ, вільна поверхня якої навантажена через пуансон незначним вісьовим статичним зусиллям N від рухомої траверси. Якщо розглядати тільки непластичний ПМ, позбавлений пластифікуючих та зв’язуючих домішок, то під дією питомого статичного зусилля $p_N = N/S_k$, де S_k – сумарна площа контактів між пуансоном й часточками ПМ на вільній поверхні, у замкненому об’ємі прес-форми утворюється „зв’язана” порова структура, яка складається з

часточок ПМ, взаємодіючих між собою й з оточуючими стінками. Величина деформацій у зонах контактів часточок обмежена пружними властивостями самого ПМ, а форми контактів й зчеплення часточок ПМ визначені, головним чином, їх конфігурацією.

Рівняння динаміки часточок „зв’язаної” структури ущільненого ПМ за умови, що на систему діють поряд з відновлюючими консервативними силами (пружності) ще й дисипативні сили, які описуються функцією Релея, можуть бути записані у вигляді:

$$\sum_{k=1}^n [m_{ik} \cdot \ddot{y}_k + b_{ik} \cdot \dot{y}_k + c_{ik} \cdot y_k] = 0, \quad (i, k) = \overline{(1, n)}, \quad (m_{ik}, b_{ik}, c_{ik}) > 0, \quad (1)$$

де m_{ik} – тензор маси, $m_{ik} \equiv m_{ii} \equiv m_i, m_{ik} = 0, i \neq k$; b_{ik} – дисипативні коефіцієнти, що враховують ефекти в’язкого тертя у середовищі ПМ; c_{ik} – пружний коефіцієнт зв’язку між i -ою та k -ою часточками ПМ; y_k – переміщення k -ої часточки у ПМ;

$$\dot{y}_k \equiv \frac{dy_k}{dt}, t - \text{час}; \quad \ddot{y}_k \equiv \frac{d^2 y_k}{dt^2}.$$

Розв’язок рівнянь (1) знаходимо у вигляді:

$$y_k = A_k \cdot e^{mt}; \quad \dot{y}_k = A_k \cdot m \cdot e^{mt}; \quad \ddot{y}_k = A_k \cdot m^2 \cdot e^{mt}. \quad (2)$$

Підставляючи вирази (2) у рівняння (1), отримаємо систему алгебраїчних рівнянь:

$$\sum_{k=1}^n [m_{ik} \cdot m^2 + b_{ik} \cdot m + c_{ik}] \cdot A_k = 0. \quad (3)$$

Позначимо визначник з коефіцієнтів системи (3) $\Delta(m)$ у вигляді:

$$\Delta(m) = \left\| m_{ik} \cdot m^2 + b_{ik} \cdot m + c_{ik} \right\|. \quad (4)$$

Однорідна система алгебраїчних рівнянь (3) має ненульові рішення відносно величин, що до неї входять A_1, A_2, \dots, A_n , тільки у тому випадку, коли її визначник:

$$\Delta(m) = 0. \quad (5)$$

Корені характеристичного рівняння (5) можуть бути дійсними чи комплексними. Можна довести, що у першому випадку всі корені будуть від’ємними, а у другому будуть мати від’ємні дійсні частини (доведення цього можна знайти у книзі Л.Г. Лойцянского та О.І. Лурье „Теоретична механіка” (рос. мовою). – М.: ОНТИ, 1934. – Ч. III).

Розглянемо рух системи часточок ПМ у кожному із вказаних випадків.

Випадок 1. Нехай усі корені рівняння (5) дійсні і від’ємні. Позначимо їх

$\tilde{m}_1, \tilde{m}_2, \dots, \tilde{m}_n$. Підставляючи який небудь з коренів $\tilde{m}_s, s = \overline{(1, n)}$ у рівняння (3), отримаємо:

$$\sum_{k=1}^n (m_{ik} \cdot \tilde{m}_s^2 + b_{ik} \cdot \tilde{m}_s + c_{ik}) \cdot A_k^{(s)} = 0, \quad (6)$$

де $A_k^{(s)}$ – амплітуда коливань k -ої часточки за наявності \tilde{m}_s – кореня (6).

Визначник системи (6) при $m = \tilde{m}_s$ перетворюється у нуль, і система має ненульові розв’язки, які визначаються згідно формул:

$$A_1^{(s)} = C_s \cdot \Delta_1(\tilde{m}_s), A_2^{(s)} = C_s \cdot \Delta_2(\tilde{m}_s), \dots \quad (7)$$

$$\dots, A_n^{(s)} = C_s \cdot \Delta_n(\tilde{m}_s),$$

де $\Delta_1(\tilde{m}_s), \Delta_2(\tilde{m}_s), \dots, \Delta_n(\tilde{m}_s)$ – мінори першого, другого і т.д. стовпчиків останнього рядка визначника $\Delta(\tilde{m}_s)$.

Приймаючи до уваги знайдені значення $A_k^{(s)}$, згідно з формулою для y_k (2) знаходимо:

$$y_k^{(s)} = C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s) \cdot \exp(\tilde{m}_s \cdot t), \quad (k, s) = \overline{(1, n)} \quad (8)$$

Приймаючи до уваги, що $\tilde{m}_s < 0$, робимо висновок про аперіодичний затухаючий рух часточок ПМ.

Загальний розв’язок системи (1) отримаємо, складаючи у суму частинні розв’язки (8):

$$y_k = \sum_{s=1}^n C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s) \cdot \exp(\tilde{m}_s \cdot t). \quad (9)$$

Випадок 2. Нехай тепер усі корені визначника $\Delta(\tilde{m}_s) = 0$ комплексні числа:

$$\tilde{m}_s = -n_s + j \cdot \lambda_s, \quad \tilde{m}_s^* = -n_s - j \cdot \lambda_s, \quad j = +\sqrt{-1}. \quad (10)$$

Тоді амплітуди $A_k^{(s)}$ у цьому випадку будуть також комплексними:

$$A_k^{(s)} = C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s), \quad A_k^{(s)*} = C_s^* \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s^*). \quad (11)$$

У цьому випадку частинний розв’язок системи (1) знаходиться у вигляді:

$$y_k^{(s)} = C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s) \cdot \exp(\tilde{m}_s \cdot t) + C_s^* \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s^*) \cdot \exp(\tilde{m}_s^* \cdot t) = \exp(-n_s \cdot t) \left[C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s) \cdot \exp(j \cdot \lambda_s \cdot t) + C_s^* \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s^*) \cdot \exp(-j \cdot \lambda_s \cdot t) \right] \quad (12)$$

Представимо $\Delta_k(\tilde{m}_s)$ і $\Delta_k(\tilde{m}_s^*)$ у вигляді:

$$\Delta_k(\tilde{m}_s) = \Delta_{ks}^* + j \cdot \bar{\Delta}_{ks}, \quad \Delta_k(\tilde{m}_s^*) = \Delta_{ks}^* - j \cdot \bar{\Delta}_{ks}. \quad (13)$$

Нехай:



$$C_s = \frac{1}{2} \cdot (\tilde{C}_s + j \cdot \hat{C}_s) \cdot C_s^* = \frac{1}{2} \cdot (\tilde{C}_s - j \cdot \hat{C}_s) \quad (14)$$

Неважко показати, що вираз (12) є дійсним. Добутки $C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s)$ і $C_s^* \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s^*)$ з урахуванням формул (13) і (14) можна подати у вигляді:

$$\begin{aligned} C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s) &= \frac{1}{2} \cdot (\tilde{C}_s + j \cdot \hat{C}_s) \cdot (\Delta_{ks}^* + j \cdot \bar{\Delta}_{ks}) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot (\tilde{C}_s \cdot \Delta_{ks}^* - \hat{C}_s \cdot \bar{\Delta}_{ks}) + \frac{1}{2} \cdot j \cdot (\tilde{C}_s \cdot \bar{\Delta}_{ks} + \hat{C}_s \cdot \Delta_{ks}^*); \end{aligned} \quad (15)$$

$$\begin{aligned} C_s^* \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s^*) &= \frac{1}{2} \cdot (\tilde{C}_s - j \cdot \hat{C}_s) \cdot (\Delta_{ks}^* - j \cdot \bar{\Delta}_{ks}) = \\ &= \frac{1}{2} \cdot (\tilde{C}_s \cdot \Delta_{ks}^* - \hat{C}_s \cdot \bar{\Delta}_{ks}) - \frac{1}{2} \cdot j \cdot (\hat{C}_s \cdot \Delta_{ks}^* + \tilde{C}_s \cdot \bar{\Delta}_{ks}). \end{aligned} \quad (16)$$

Підставляючи отримані вирази (15) і (16) у розв'язок (12) та приймаючи до уваги, що:

$$\begin{aligned} \exp(j \cdot \lambda_s \cdot t) &= \cos(\lambda_s \cdot t) + j \cdot \sin(\lambda_s \cdot t), \\ \exp(-j \cdot \lambda_s \cdot t) &= \cos(\lambda_s \cdot t) - j \cdot \sin(\lambda_s \cdot t), \end{aligned} \quad (17)$$

отримуємо:

$$y_k^{(s)} = \exp(-n_s \cdot t) \left\{ \begin{aligned} &(\tilde{C}_s \cdot \Delta_{ks}^* - \hat{C}_s \cdot \bar{\Delta}_{ks}) \cdot \cos(\lambda_s \cdot t) \\ &- (\tilde{C}_s \cdot \bar{\Delta}_{ks} + \hat{C}_s \cdot \Delta_{ks}^*) \cdot \sin(\lambda_s \cdot t) \end{aligned} \right\}, \quad k = \overline{(1, n)}. \quad (18)$$

Тоді y_k можна знайти як суму розв'язків (18):

$$y_k = \sum_{s=1}^n y_k^{(s)}. \quad (19)$$

Нехтуючи в'язким тертям часточок ПМ ($b_{ik} \rightarrow 0$ у (1) для всіх значень (i, k)) матимемо розв'язок (1) у вигляді гармонічних коливань з частотою ω_s й початковою фазою φ_s :

$$y_k^{(s)} = A_k^{(s)} \cdot \sin\{\omega_s \cdot t + \varphi_s\}, \quad \omega_s \equiv \lambda_s, \quad (20)$$

де додатні корені характеристичного рівняння (5) утворюють спектр можливих власних частот „зв'язаної” структури ПМ, $A_k^{(s)}$ – амплітуда коливання k -ої часточки ПМ на частоті ω_s , що знаходиться зі співвідношення:

$$A_k^{(s)} = C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s). \quad (21)$$

Тоді y_k матиме вигляд:

$$y_k = \sum_{s=1}^n C_s \cdot \Delta_k(\tilde{m}_s) \cdot \sin\{\omega_s \cdot t + \varphi_s\}. \quad (22)$$

Цей розв'язок має $2n$ довільних констант $C_1, C_2, \dots, C_n, \varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_n$, котрі визначаються за заданими початковими умовами, $y_1^{(0)}, y_2^{(0)}, \dots, y_n^{(0)}, \dot{y}_1^{(0)}, \dot{y}_2^{(0)}, \dots, \dot{y}_n^{(0)}$,

з рівнянь:

$$\begin{cases} y_i^{(0)} = \sum_{v=1}^n C_v \cdot \Delta_i(\omega_v^2) \cdot \sin \varphi_v, \\ \dot{y}_i^{(0)} = \sum_{v=1}^n C_v \cdot \omega_v \cdot \Delta_i(\omega_v^2) \cdot \cos \varphi_v. \end{cases} \quad (23)$$

Слід зазначити, що дослідження вільних коливань часточок ПМ зводиться до визначення власних частот $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_n$ з рівнянь типу (5) та власних форм, тобто до визначення мінорів $\Delta_1(\omega_v), \Delta_2(\omega_v), \dots, \Delta_n(\omega_v), v = \overline{(1, n)}$ відношень:

$$\frac{\Delta_1(\omega_v)}{\Delta_n(\omega_v)} = \frac{A_1^{(v)}}{A_n^{(v)}}, \quad \frac{\Delta_2(\omega_v)}{\Delta_n(\omega_v)} = \frac{A_2^{(v)}}{A_n^{(v)}} \quad \text{і т.д.}$$

Якщо прийняти $A_n^{(v)} = 1$, то можна обчислити у скільки разів амплітуди $A_1^{(v)}, A_2^{(v)}, \dots, A_n^{(v)}$ більше чи менше $A_n^{(v)}$. При цьому:

$$A_1^{(v)} = \frac{\Delta_1(\omega_v)}{\Delta_n(\omega_v)}, \dots, A_{n-1}^{(v)} = \frac{\Delta_{n-1}(\omega_v)}{\Delta_n(\omega_v)}. \quad (24)$$

Власні частоти ω_v коливань часточок ПМ у межах моделі „зв'язаної” структури, створеної у замкненому об'ємі прес-форми у результаті силової взаємодії з пуансоном, утворюють весь спектр частот системи.

Процес вібраційного пресування можна представити як попадання у резонанс головних коливань системи, коли усі часточки „зв'язаної” структури коливаються з однією і тією ж власною частотою, що відповідає частоті зовнішнього коливного впливу. У ряді робіт [3,4] зазначена наявність резонансної частоти ущільнюваного матеріалу та ефективність виконання умов резонансного режиму навантаження у процесі пресування. У випадку попадання системи у резонанс між часточками „зв'язаної” структури порушуються первинно встановлені зв'язки, контакти та зачеплення. Під дією сил тяжіння, інерційних сил та вісьових сил статичного навантаження часточки ПМ намагаються переорієнтуватись і більш щільно укластись між собою у заданому об'ємі, що супроводжується займанням більш стійких положень рівноваги. При цьому спостерігається руйнування початкових структурних утворень типу „арок” та „містків” з наступним рівномірним укладанням утворюючих їх часточок, що мають підвищену рухливість у напрямку статичного зусилля навантаження за рахунок зниження практично до нуля ефективних коефіцієнтів внутрішнього та бічного тертя.

Зміцнення напівфабрикату виробу з ПМ відбувається у процесі ущільнення „зв’язаної” структури та збільшення площі контактів між часточками, а також за рахунок заклинювання й зачеплення часточок ПМ між собою у положенні стійкої рівноваги. При цьому ущільнення та зміцнення непластичних ПМ відбувається практично без руйнування часточок у зонах контактів при деформаціях, що не перевищують границі пружності. У загальному випадку для розглядуваної „зв’язаної” структури ПМ, рух котрої описується системою рівнянь (1), число резонансів відповідає числу власних частот, а впорядкована сукупність останніх і утворює спектр власних частот $\omega_1 \leq \omega_2 \leq \omega_3 \leq \dots \leq \omega_n$.

Визначення спектру власних частот „зв’язаної” структури шляхом розв’язку системи n рівнянь (1) засноване на теорії матриць і наведено вище. Однак цей шлях розв’язку може бути значно спрощений. У пресованій „зв’язаній” структурі ПМ виділяють деяке елементарне з’єднання, наприклад, у вигляді ланцюга часточок, орієнтованих вповодж лінії пресування по вісі Oy (рис. 4, [4]). Силова взаємодія між часточками виділеного ланцюга та оточуючого середовища може умовно не розглядатись. Це припущення засноване на відомому віброреологічному ефекті [4], коли на ланцюг часточок, що переміщуються, наприклад, вздовж вісі Oy під дією зовнішнього коливного впливу та вісьового статичного зусилля, не впливають сили бічного тиску, які визначають опір цьому переміщенню у вигляді сил тертя. У розглядуваному ланцюгу часточки ПМ масою m_i умовно є сферичними, первинні відстані a між часточками визначені конфігурацією та розмірами (r – радіусом) останніх; взаємодія між часточками по умовним лініям пружних зв’язків визначається жорсткістю:

$$\frac{N_i}{a} = \frac{p_N \cdot S_k}{h} = \frac{p_N \cdot S_k}{(n_{\max} + 1) \cdot a}, \quad (25)$$

де h – відстань від нижньої поверхні пуансона до дна прес-форми у початковий момент пресування, $h = (n_{\max} + 1) \cdot a$, n_{\max} – ланцюг максимальної довжини з часточок ПМ має саме таку кількість елементів (у початковий момент пресування). Тоді величина N_i має вигляд:

$$N_i = \frac{p_N \cdot S_k}{(n_{\max} + 1)}. \quad (26)$$

Слід відзначити, що відхилення y_i часточки

масою $m_i = \rho \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r^3$ (де ρ – щільність матеріалу ПМ у твердій фазі) від положення

рівноваги не перевищує величини пружної деформації матеріалу та значно менше a .

Характерна (кругова) частота „товщинного” резонансу у „зв’язаній” структурі ω_0 визначається із співвідношення:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{N_i}{m_i \cdot a}} = \sqrt{\frac{p_N \cdot S_k}{(n_{\max} + 1) \cdot a \cdot m_i}}, \quad a \geq 2r. \quad (27)$$

Оскільки початкова товщина виробу $h_{\text{поч.}} = h = (n_{\max} + 1) \cdot a$, а $h_{\text{ущ.}}$ – товщина виробу з ПМ при максимальному його ущільненні ($a = 2r$), то:

$$a = \frac{h}{(n_{\max} + 1)} = \frac{h}{(h_{\text{ущ.}} / 2r)} = 2 \cdot r \cdot \frac{h}{h_{\text{ущ.}}}. \quad (28)$$

Тоді $\omega_0^{(\min)}$ визначається з (27) при $a > 2r$, а

$\omega_0^{(\max)}$ наступним чином:

$$\omega_0^{(\max)} = \sqrt{\frac{p_N \cdot S_k}{(n_{\max} + 1) \cdot 2r \cdot m_i}} = \sqrt{\frac{p_N \cdot S_k}{h_{\text{ущ.}} \cdot m_i}}. \quad (29)$$

Зазначимо, що:

$$\omega_0^{(\min)} = \sqrt{\frac{p_N \cdot S_k}{(n_{\max} + 1) \cdot a \cdot m_i}} = \sqrt{\frac{p_N \cdot S_k}{h \cdot m_i}}. \quad (30)$$

Автори [4] у межах розглядуваної моделі визначили спектр „зв’язаної” структури, який після простих перетворень набуває виду:

$$\begin{aligned} \omega_s &= \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \cos \left\{ \frac{s \cdot \pi}{(n_{\max} + 1)} \right\} \right)} = \\ &= \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \cos \left\{ \frac{s \cdot \pi \cdot a}{h} \right\} \right)} = \\ &= \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \cos \left\{ \frac{s \cdot \pi \cdot 2r}{h_{\text{ущ.}}} \right\} \right)}, \\ s &= (1, n_{\max}). \end{aligned} \quad (31)$$

Величина $\omega_s^{(\max)} \approx 2 \cdot \omega_0$, а точне значення знаходимо з виразу:



$$\omega_s^{(\max)} = \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \cos \left\{ \frac{s \cdot \pi}{(n_{\max} + 1)} \right\} \right)} \Bigg|_{s=n_{\max}} = \xi \cdot a = \arccos \left[1 - \left(\omega \cdot \sqrt{\frac{m_i \cdot a}{2 \cdot N_i}} \right) \right]. \quad (39)$$

$$= \omega_0 \cdot \sqrt{2 \cdot \left(1 - \cos \left\{ \frac{n_{\max} \cdot \pi}{(n_{\max} + 1)} \right\} \right)}. \quad (32)$$

При $n_{\max} \gg 1$ $\omega_s^{(\max)} \rightarrow 2\omega_0$. Саме така максимальна частота коливань характерна для всіх коливних систем, утворених з однакових часточок (ПМ) з масою m_i кожної.

Ширина спектру частот $\Delta\omega$ „зв’язаної” структури визначається з умови:

$$\Delta\omega = 2 \cdot \omega_0 \cdot \left\{ \sin \left[\frac{n_{\max} \cdot \pi}{2 \cdot (n_{\max} + 1)} \right] - \sin \left[\frac{\pi}{4} \right] \right\}. \quad (33)$$

Для $n_{\max} \gg 1$ з (33) маємо:

$$\Delta\omega \approx 2 \cdot \omega_0 \cdot \left\{ 1 - \sin \left(\frac{\pi}{4} \right) \right\} = 2 \cdot \omega_0 \cdot \left\{ 1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right\}. \quad (34)$$

Мінімальною шириною спектру частот $\Delta\omega$ „зв’язаної” структури буде на початку процесу пресування ПМ:

$$\Delta\omega^{(\min)} = 2 \cdot \omega_0^{(\min)} \cdot \left\{ \sin \left[\frac{n_{\max} \cdot \pi}{2 \cdot (n_{\max} + 1)} \right] - \sin \left(\frac{\pi}{4} \right) \right\}, \quad (35)$$

а максимальною – у фінальній стадії процесу:

$$\Delta\omega^{(\max)} = 2 \cdot \omega_0^{(\max)} \cdot \left\{ \sin \left[\frac{n_{\max} \cdot \pi}{2 \cdot (n_{\max} + 1)} \right] - \sin \left(\frac{\pi}{4} \right) \right\}. \quad (36)$$

Використовуючи підхід [5,6], можна встановити дисперсійне співвідношення для хвиль, які можуть розповсюджуватись у „зв’язаній” структурі ПМ за її статичного навантаження. Для цього будемо розшукувати розв’язок рівняння моделі „ближнього порядку” (квазіодновимірної ґратки), нехтуючи дисипативними ефектами:

$$m_i \cdot \frac{d^2 y_i}{dt^2} = \frac{N_i}{a} \cdot [(y_{i+1} - y_i) - (y_i - y_{i-1})], \quad (37)$$

у вигляді:

$$y_i = A_i \cdot \exp \{ j \cdot \xi \cdot i \cdot a - j \cdot \omega \cdot t \}, \quad (38)$$

де ξ – хвильовий вектор, ω – частота хвилі (кругова), яка „підтримується” (розповсюджується) у „зв’язаній” структурі.

Дисперсійне співвідношення матиме наступний вигляд:

Зазначимо, що довжина хвилі $\Lambda_\xi = \frac{2 \cdot \pi}{\xi}$

може змінюватись у межах $2 \cdot a \leq \Lambda_\xi < +\infty$,

оскільки $0 \leq \xi \cdot a \leq \pi$. Фізична причина цього обмеження полягає у тому, що ми маємо можливість спостерігати рух лише у тих точках ПМ, де знаходяться матеріальні часточки [6].

Розглянемо модель „зв’язаної” структури ПМ, в якій рух одновимірної квазіґратки, що складається з часточок двох сортів з масою m_1 (непарні номери) та масою m_2 (парні номери), а також при взаємодії тільки між найближчими сусідніми часточками, описується системою рівнянь [6]:

$$\begin{cases} m_1 \cdot \frac{d^2 y_{2i-1}}{dt^2} = \frac{N_i}{a} \cdot (y_{2i-2} - 2 \cdot y_{2i-1} + y_{2i}), \\ m_2 \cdot \frac{d^2 y_{2i}}{dt^2} = \frac{N_i}{a} \cdot (y_{2i-1} - 2 \cdot y_{2i} + y_{2i+1}). \end{cases} \quad (40)$$

У якості маси m_2 можна взяти масу об’єму порового (заповненого повітрям) простору між часточками ПМ, який має форму сфери еквівалентного радіусу

$$r_{\text{екв.}} (m_2 = \rho_{\text{повітря}} \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot r_{\text{екв.}}^3).$$

Розв’язок системи (40) розшукуємо у вигляді:

$$\begin{cases} y_{2i-1} = A_1 \cdot \exp \{ j \cdot \xi \cdot (2i-1) \cdot a - j \cdot \omega \cdot t \}, \\ y_{2i} = A_2 \cdot \exp \{ j \cdot (2i) \cdot a - j \cdot \omega \cdot t \}. \end{cases} \quad (41)$$

Тоді, підставляючи (41) у (40), прийдемо до однорідної системи рівнянь відносно постійних A_1 й A_2 :

$$\begin{cases} A_1 \cdot \left(\frac{m_1 \cdot a}{2 \cdot N_i} \cdot \omega^2 - 1 \right) + A_2 \cdot \cos(\xi \cdot a) = 0, \\ A_1 \cdot \cos(\xi \cdot a) + A_2 \cdot \left(\frac{m_2 \cdot a}{2 \cdot N_i} \cdot \omega^2 - 1 \right) = 0. \end{cases} \quad (42)$$

З умови нетривіального розв’язку цієї однорідної системи випливає дисперсійне рівняння:

$$\cos\{2 \cdot \xi \cdot a\} = 2 \cdot \left(\frac{m_1 \cdot a}{2 \cdot N_i} \cdot \omega^2 - 1 \right) \cdot \left(\frac{m_2 \cdot a}{2 \cdot N_i} \cdot \omega^2 - 1 \right) - 1 \equiv b_2. \quad (43)$$

Розв'язок рівняння (43) у зонах пропускання хвиль такою „зв'язаною” структурою ПМ має вид [6]:

$$\xi \cdot a = \begin{cases} \frac{1}{2} \cdot \arccos b_2, & 0 < \omega \cdot \sqrt{\frac{M \cdot a}{2 \cdot N_i}} < \frac{M}{m_1}, \text{ I зона пропускання;} \\ \pi - \frac{1}{2} \cdot \arccos b_2, & \frac{M}{m_2} < \omega \cdot \sqrt{\frac{M \cdot a}{2 \cdot N_i}} < \frac{M}{m_1} + \frac{M}{m_2}, \text{ II зона пропускання,} \end{cases} \quad (44)$$

де M – деякий параметр, розмірність котрого співпадає з розмірністю m_p , $p = (1, 2)$.

Слід підкреслити про суттєву властивість розв'язку (44), яка полягає у тому, що він призводить до додатніх значень групової швидкості хвиль $v_g = \frac{d\omega}{d\xi}$ у обох зонах їх пропускання через ПМ (I, II).

$$\text{Довжина хвилі } \Lambda_\xi = \frac{2 \cdot \pi}{\xi} \text{ змінюється і у}$$

цьому випадку у межах $2 \cdot a \leq \Lambda_\xi < +\infty$, оскільки $0 < \xi \cdot a < \pi$.

2. Особливості ударного пресування ПМ у межах моделі діючих періодичних миттєвих імпульсів [7].

У процесі ударного пресування ПМ зазвичай мають справу з короткотривалими силами, дія котрих повторюється через відносно великі однакові проміжки часу. У цих випадках часто використовують ідеалізоване уявлення про миттєві імпульси й зводять задачу до дослідження дії періодично прикладуваних, рівних один одному миттєвих імпульсів S . У подальшому використаємо саме цей підхід [7] для аналізу ударного методу пресування ПМ.

Нехай T – період прикладання імпульсів, тоді $0, T, 2T, \dots$ – моменти прикладання нульового (початкового), першого, другого й т.д. імпульсів.

Розглянемо спочатку дію тільки одного початкового імпульсу. У цьому випадку диференціальне рівняння руху:

$$m_i \cdot \ddot{y}_i + c_i \cdot \dot{y}_i = 0, \quad i = (1, n_{\max}), \quad (45)$$

де c_i – еквівалентна жорсткість (пружний коефіцієнт зв'язку для i -ої часточки ПМ з іншими), яка може бути знайдена із залежності:

$$\frac{1}{c_i} = \sum_{j=1}^{n_{\max}} \frac{1}{c_{ij}}, \quad (46)$$

де c_{ij} – пружний коефіцієнт зв'язку між i -ою та j -ою часточками ПМ.

(У рівнянні (45) нехтуємо дисипативними ефектами у зв'язку з їх малістю).

Умови виникнення руху часточки ПМ безпосередньо після зникнення початкового імпульсу S (у розрахунку на 1 часточку ПМ):

$$y_{i0} = 0, \quad \dot{y}_{i0} = \frac{S}{m_i}. \quad (47)$$

Частота вільних коливань часточки ПМ визначається наступним чином:

$$\Omega = \sqrt{\frac{c_i}{m_i}}. \quad (48)$$

Рух, який викликаний тільки початковим імпульсом, описується наступним чином:

$$y_i = \frac{S}{m_i \cdot \Omega} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad 0 < t < T. \quad (49)$$

Розглянемо далі будь-який один з періодів T , прийнявши за початок відліку часу момент зникнення останнього імпульсу S . На протязі розглядуваного періоду коливання є вільними та описуються рішенням:

$$y_i = A_i \cdot \cos(\Omega \cdot t) + B_i \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad 0 < t < T. \quad (50)$$

Якщо \tilde{y}_{i0} – початкове зміщення та $\dot{\tilde{y}}_{i0}$ – початкова швидкість, тоді постійні A та B дорівнюють:

$$A_i = \tilde{y}_{i0}, \quad B_i = \frac{\dot{\tilde{y}}_{i0}}{\Omega}, \quad (51)$$

розв'язок (50) можна записати у виді:

$$y_i = \tilde{y}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot t) + \frac{\dot{\tilde{y}}_{i0}}{\Omega} \cdot \sin(\Omega \cdot t), \quad 0 < t < T. \quad (52)$$

Диференціюючи по часу t , знаходимо швидкість:

$$\dot{y}_i = -\tilde{y}_{i0} \cdot \Omega \cdot \sin(\Omega \cdot t) + \dot{\tilde{y}}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot t). \quad (53)$$

У кінці цього періоду, безпосередньо перед прикладанням чергового імпульсу (тобто при $t = T$), маємо:

$$\begin{cases} y_{i1} = \tilde{y}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot T) + \frac{\dot{\tilde{y}}_{i0}}{\Omega} \cdot \sin(\Omega \cdot T), \\ \dot{y}_{i1} = -\Omega \cdot \tilde{y}_{i0} \cdot \sin(\Omega \cdot T) + \dot{\tilde{y}}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot T). \end{cases} \quad (54)$$



Одразу після прикладання чергового імпульсу зміщення y_i збереже своє значення (54):

$$y_{i2} = y_{i1} = \tilde{y}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot T) + \frac{\dot{\tilde{y}}_{i0}}{\Omega} \cdot \sin(\Omega \cdot T), \quad (55)$$

але швидкість миттєво зміниться на величину $\frac{S}{m_i}$ й при врахуванні виразу \dot{y}_{i1} з (54) складе:

$$\dot{y}_{i2} = -\Omega \cdot \tilde{y}_{i0} \cdot \sin(\Omega \cdot T) + \dot{\tilde{y}}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot T) + \frac{S}{m_i}. \quad (56)$$

Оскільки існує періодичність процесу, то величини y_{i2} й \dot{y}_{i2} повинні бути рівні відповідно величинам \tilde{y}_{i0} й $\dot{\tilde{y}}_{i0}$, тобто:

$$\tilde{y}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot T) + \frac{\dot{\tilde{y}}_{i0}}{\Omega} \cdot \sin(\Omega \cdot T), \quad (57)$$

$$\dot{\tilde{y}}_{i0} = -\Omega \cdot \tilde{y}_{i0} \cdot \sin(\Omega \cdot T) + \dot{\tilde{y}}_{i0} \cdot \cos(\Omega \cdot T) + \frac{S}{m_i}. \quad (58)$$

Таким чином, ми отримали систему двох алгебраїчних рівнянь з двома невідомими \tilde{y}_{i0} й $\dot{\tilde{y}}_{i0}$; розв'язавши її ((57), (58)), знайдемо:

$$\tilde{y}_{i0} = \frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{\Omega \cdot T}{2}\right), \quad \dot{\tilde{y}}_{i0} = \frac{S}{2 \cdot m_i}. \quad (59)$$

Тому закон руху (50) приймає вид:

$$y_i = \frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \cdot \left[\sin(\Omega \cdot t) + \cos(\Omega \cdot t) \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{\Omega \cdot T}{2}\right) \right], \quad 0 < t < T. \quad (60)$$

Періодичність у розв'язку (60) досягнута внаслідок ігнорування заданих початкових умов (тобто умов, що відносяться до початкового моменту, безпосередньо перед прикладанням першого імпульсу S); у результаті впливу внутрішнього та зовнішнього видів тертя (яке у (45) не враховане) в кінці кінців реалізується саме такий періодичний рух.

Дійсно задані початкові умови можна відобразити у розв'язку наступним чином. Нехай у початковий момент часу задані зміщення та швидкість відповідно складають y_{i0}^* й \dot{y}_{i0}^* , що співпадають з (47). Запишемо тотожності:

$$\begin{cases} y_{i0}^* = \tilde{y}_{i0} + \left(y_{i0}^* - \frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{\Omega \cdot T}{2}\right) \right), \\ \dot{y}_{i0}^* = \dot{\tilde{y}}_{i0} + \left(\dot{y}_{i0}^* - \frac{S}{2m_i} \right). \end{cases} \quad (61)$$

Перші складові правих частин відповідають періодичному (з періодом T) руху (60), а другі складові слугують причиною вільних коливань (з періодом $\frac{2 \cdot \pi}{\Omega}$):

$$y_i^* = \left(y_{i0}^* - \frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \cdot \operatorname{ctg}\left(\frac{\Omega \cdot T}{2}\right) \right) \cdot \cos(\Omega \cdot t) + \left(\frac{\dot{y}_{i0}^*}{\Omega} - \frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \right) \cdot \sin(\Omega \cdot t). \quad (62)$$

Тут, на відміну від (60), час t відраховується від істинного початку процесу. Отже, остаточно рух часточки ПМ (при дії n – ударних імпульсів S) описується наступним чином:

$$y_i(t) = \frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \cdot \sin(\Omega \cdot t) + \left(-\frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \right) \times \operatorname{ctg}\left(\frac{\Omega \cdot T}{2}\right) \cdot \cos(\Omega \cdot t) + \frac{S}{2m_i \cdot \Omega} \times \left\{ \begin{aligned} & \left[\sin[\Omega \cdot (t - k \cdot T)] + \cos[\Omega \cdot (t - k \cdot T)] \right] \times \\ & \times \sum_{k=0}^n \operatorname{ctg}\left(\frac{\Omega \cdot T}{2}\right) \end{aligned} \right\}, \quad 0 < t < (n+1) \cdot T. \quad (63)$$

Проаналізуємо результат, що зосереджений у виразі (60).

Перш за все зазначимо, що якщо:

$$\frac{\Omega \cdot T}{2} = n \cdot \pi, \quad n \in N, \quad (64)$$

то $\left| \operatorname{ctg}\left(\frac{\Omega \cdot T}{2}\right) \right| \rightarrow \infty$ й амплітуди переміщень

прямують до нескінченності, тобто настає

ударний резонанс. Якщо $\tilde{\omega} = \frac{2 \cdot \pi}{T}$ – кутова

частота прикладання імпульсів S , то умова ударного резонансу приймає вид:

$$\tilde{\omega} = \frac{\Omega}{n}, \quad n \in N, \quad (65)$$

тобто **ударні резонанси у ПМ – це субрезонанси n – го порядку**.

За всіх інших співвідношень частот відхилення y_i залишаються скінченними. Найбільше відхилення часточок ПМ згідно (60) складає:

$$y_{i\max} = \frac{S}{m_i \cdot \Omega} \cdot \sqrt{1 + \operatorname{ctg}^2 \left(\frac{\Omega \cdot T}{2} \right)} = \frac{S}{2 \cdot m_i \cdot \Omega \cdot \left| \sin \left(\frac{\pi \cdot \Omega}{\tilde{\omega}} \right) \right|} \quad (66)$$

Оскільки дріб $\left(\frac{S}{m_i \cdot \Omega} \right)$ є максимальним відхиленням, що викликає один миттєвий імпульс S , то вираз:

$$\beta = \frac{1}{2 \cdot \left| \sin \left(\frac{\pi \cdot \Omega}{\tilde{\omega}} \right) \right|} \quad (67)$$

є коефіцієнтом впливу повторності.

Слід зазначити, що існує нескінченно велике число ударних резонансів (у відповідності до формули (65)). Найменш можливе значення

$$\beta \text{ дорівнює } \frac{1}{2}.$$

3. Особливості вібраційного/віброударного пресування ПМ у межах моделі „зв'язаної” порової структури.

Особливості вібраційного та віброударного пресування ПМ у межах моделі „зв'язаної” порової структури розглянемо методом, розвиненим у [8].

Дослідження нестационарних процесів у лінійній системі (а модель „зв'язаної” порової структури ПМ належить саме до таких) з одним ступенем свободи руху (координата зміщення часточки ПМ y_i від положення рівноваги) при припущенні, що джерело енергії (вібраційного/віброударного поля, що діє на ПМ) має досить велику потужність, зводиться до інтегрування диференціального рівняння:

$$\ddot{y}_i + \mu_i \cdot \dot{y}_i + \Omega_i^2 \cdot y_i = P_i(t), \quad (68)$$

де μ_i – коефіцієнт, що характеризує затухання; Ω_i – частота вільних коливань i – ої часточки ПМ; $P_i(t)$ – вимушена сила, віднесена до одиниці маси часточки m_i .

За допомогою методу варіації довільних сталих за нульових початкових умов

$$y_i|_{t=0} = 0, \quad \dot{y}_i|_{t=0} = 0 \text{ з (68) маємо:} \\ y_i(t) = \frac{1}{k_i} \cdot \int_0^t P_i(\tau) \cdot \exp \left\{ -\frac{\mu_i \cdot (t-\tau)}{2} \right\} \cdot \sin \{ k_i \cdot (t-\tau) \} d\tau, \quad (69)$$

де $k_i = \sqrt{\Omega_i^2 - \frac{\mu_i^2}{4}}$. За гіпотези Є.С. Сорокіна,

що враховує сили тертя через коефіцієнт поглинання енергії коливань

$$\Psi_i, \mu_i = \frac{\Psi_i \cdot \Omega_i}{2 \cdot \pi}, \text{ тоді маємо:}$$

$$y_i(t) = \frac{1}{k_i} \cdot \int_0^t P_i(\tau) \cdot \exp \left\{ -\frac{\Psi_i \cdot \Omega_i \cdot (t-\tau)}{4\pi} \right\} \cdot \sin \{ k_i \cdot (t-\tau) \} d\tau. \quad (70)$$

Якщо вібропресування відбувається за умов усталених вимушених коливань з частотою Ω_0

та амплітудою A сили $P_i(t)$, то з (70) маємо:

$$y_i(t) = \frac{A \cdot \cos(\Omega_0 \cdot t + \delta)}{\sqrt{(k_i^2 - \Omega_0^2)^2 + \mu_i^2 \cdot \Omega_0^2}} = \frac{A \cdot \cos(\Omega_0 \cdot t + \delta)}{\sqrt{(k_i^2 - \Omega_0^2)^2 + \frac{\Psi_i^2 \cdot \Omega_i^2}{4\pi^2} \cdot \Omega_0^2}}. \quad (71)$$

Слід зазначити, що δ – початкова фаза вимушених коливань i – ої часточки ПМ, яка зазвичай дорівнює нулю.

Якщо пресування ПМ відбувається у віброударному режимі, то на одному періоді дії віброударного силового імпульсу T маємо:

$$P_i(t) = \begin{cases} A_{1i} \cdot \sin \left\{ \frac{\pi \cdot t}{\tau_1} \right\}, & 0 \leq t \leq \tau_1; \\ -A_{2i} \cdot \sin \left\{ \frac{\pi \cdot (t-\tau_1)}{\tau_2} \right\}, & \tau_1 < t \leq \tau_1 + \tau_2 = T. \end{cases} \quad (72)$$

Функцію (72) треба продовжити до нескінченності по періоду T й розкласти у ряд Фур'є, а потім використати співвідношення (70). Можливий і інший підхід, за якого $P_i(t)$ з (72) підставляють у (70) й інтегрують на періоді T . Тоді можна знайти $y_i(\tau_1)$, $y_i(T)$, $y_i(t)$ для $t \in [0; \tau_1] \cup (\tau_1; T]$, тобто визначити рух i – ої часточки ПМ на одному періоді T віброударного режиму пресування, а отриманий результат завдяки періодичності її руху розповсюдити на всю вісь часу $t \in [0; +\infty)$.

ВИСНОВКИ

1. Встановлені основні закономірності та особливості статичного, ударного, вібраційного та віброударного режимів пресування ПМ у межах моделі „зв'язаної” порової структури оброблюваного середовища.
2. Отримані залежності можуть у подальшому бути використані для уточнення існуючих й розробки більш досконалих інженерних методів розрахунку вібропресів для



виготовлення виробів з керамічних та фарфоро-фаянсових порошкових матеріалів у прес-формах.

Література

1. Бондаренко В.П., Фрейдин Г.Ю., Мендельсон В.С. Прессование заготовок из твердосплавных смесей. – К.: Техніка, 1974. – 140с.
2. Ям Б.М., Олейник В.Т., Степанов В.Ф. и др. Вибрационное прессование огнеупорных масс//Огнеупоры. – 1973. - №10. – С. 1-7.
3. Шаталова И.Г., Горбунов Н.С., Лихтман В.И. Физико-химические основы вибрационного уплотнения порошковых материалов. – М.: Наука, 1965. – 164с.
4. Искович-Лотоцкий Р.Д., Матвеев И.Б., Крат В.А. Машины вибрационного и виброударного действия. – К.: Техніка, 1982. – 208с.
5. Шульга Н.А. Основы механики слоистых сред периодической структуры. – К.: Наукова думка, 1981. – 200с.
6. Бриллюэн Л., Пароди М. Распространение волн в периодических структурах. – М.: Изд-во иностр. л-ры, 1959. – 452с.
7. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем: Современные концепции, парадоксы и ошибки. – М.: Наука, 1987. – 352с.
8. Голоскоков Е.Г., Филиппов А.П. Нестационарные колебания механических систем. – К.: Наукова думка, 1966. – 336с.

УДК 666

Басараб В.А., інженер КНУБА

**АЛГОРИТМ ЧИСЕЛЬНОГО РОЗРАХУНКУ
ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧОГО ОРГАНУ ТА
СЕРЕДОВИЩА УДАРНО – ВІБРАЦІЙНОЇ
МАШИНИ**

Вступ. Постановка задач досліджень.

Для оцінки характеру та ступеня впливу робочого середовища (бетонної суміші) на динаміку електромагнітної ударно – вібраційної машини використовується експериментально – теоретична методика досліджень професора Назаренка І.І. [4]. На першому етапі проводяться експериментальні дослідження взаємодії середовища з робочим органом вібраційної машини, визначаються необхідні параметри взаємодії, далі на основі отриманих даних складаються та досліджуються математичні моделі системи „машина – середовище”. Важливим етапом досліджень є складання математичних моделей системи та вибір методики їх розв’язання. Тому, задачею досліджень є:

- розробка алгоритму чисельного розрахунку рівнянь системи „машина – середовище” та проведення моделювання руху системи.

Методика та результати досліджень.

Для описання реологічних властивостей бетонних сумішей використовується модель Шофілда-Скота-Блера [3,6]. Реологічні моделі бетонної суміші за умов зсувних деформацій

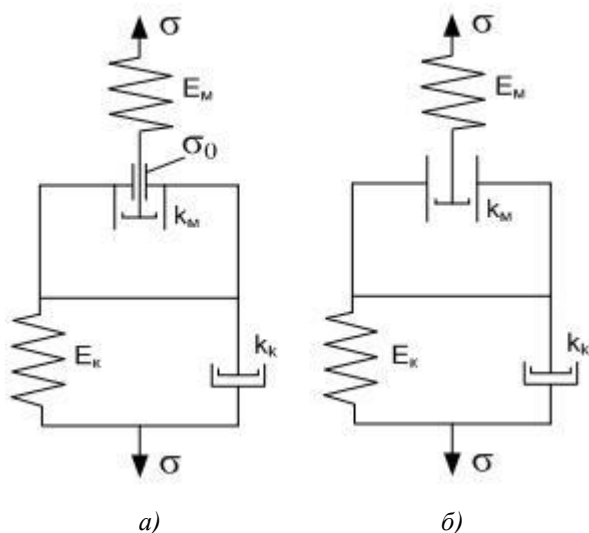


Рисунок 1. Реологічні моделі бетонної суміші.
а) – вихідна. б) – в умовах дії вібрації.

представлено на рисунку 1. За дослідженнями авторів публікацій в умовах вібрації дія елемента сухого тертя σ_0 зводиться до мінімуму, і, таким чином, маємо модель Бюргерса (послідовне

поєднання елементів Максвела та Кельвіна-Фойгта) [5].

Якщо закон зміни напружено-деформованого стану елемента Кельвіна-Фойгта представити у вигляді [5]:

$$\sigma = E_k \varepsilon + k_{0k} \dot{\varepsilon}, \quad (1)$$

а елемента Максвела у вигляді:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{\dot{\sigma}}{E_m} + \frac{\sigma}{k_{0m}}, \quad (2)$$

Тоді опускаючи викладки запишемо вираз деформації для елемента Кельвіна-Фойгта [5]:

$$\varepsilon_k = e^{-\frac{E_k t}{k_{0k}}} \left(\varepsilon_0 + \frac{1}{k_{0k}} \int \sigma e^{\frac{E_k t}{k_{0k}}} dt \right), \quad (3)$$

Відповідно:

$$\dot{\varepsilon}_k = \frac{\sigma}{k_{0k}} - \frac{E_k}{k_{0k}} e^{-\frac{E_k t}{k_{0k}}} \left(\varepsilon_0 + \frac{1}{k_{0k}} \int \sigma e^{\frac{E_k t}{k_{0k}}} dt \right), \quad (4)$$

Запишемо вираз деформації всієї реологічної моделі:

$$\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_m + \dot{\varepsilon}_k = \sigma \frac{k_{0k} + k_{0m}}{k_{0k} k_{0m}} + \frac{\dot{\sigma}}{E_m} - \frac{E_k}{k_{0k}} e^{-\frac{E_k t}{k_{0k}}} \left(\varepsilon_0 + \frac{1}{k_{0k}} \int \sigma e^{\frac{E_k t}{k_{0k}}} dt \right) \quad (5)$$

Продиференціювавши і замінивши елемент в дужках отримаємо:

$$\dot{\varepsilon} + \frac{k_{0k}}{E_k} \ddot{\varepsilon} = \frac{\sigma}{k_{0m}} + \dot{\sigma} \frac{k_{0k} E_m + k_{0m} E_m + k_{0m} E_k}{k_{0m} E_k E_m} + \ddot{\sigma} \frac{k_{0k}}{E_m E_k} \quad (6)$$

Де: σ - напруження в бетонній суміші, ε - відносна деформація бетонної суміші.

З отриманого рівняння запишемо вираз напруження:

$$\ddot{\sigma} = \frac{E_m E_k}{k_{0k}} \left(\dot{\varepsilon} + \frac{k_{0k}}{E_k} \ddot{\varepsilon} - \frac{\sigma}{k_{0m}} - \dot{\sigma} \frac{k_{0k} E_m + k_{0m} E_m + k_{0m} E_k}{k_{0m} E_k E_m} \right) \quad (7)$$

Далі запишемо рівняння динаміки машини [1] у більш зручній для чисельного методу формі:

$$\Delta \dot{\sigma} = \frac{E_m E_k}{k_{0k}} \left(\dot{\varepsilon} + \frac{k_{0k}}{E_k} \ddot{\varepsilon} - \frac{\sigma}{k_{0m}} - \dot{\sigma} \frac{k_{0k} E_m + k_{0m} E_m + k_{0m} E_k}{k_{0m} E_k E_m} \right) \Delta t \quad (8)$$

$$\dot{\sigma}_i = \dot{\sigma}_{i-1} + \Delta \dot{\sigma}; \quad \sigma_i = \sigma_{i-1} + \dot{\sigma}_i \Delta t;$$

$$F_\sigma = \sigma S, \quad (9)$$

$$\Delta v_1 = \frac{1}{m_1} \left[c_1 x_n + c_2 x_k - (c_1 + c_2) x - (b_1 + b_2) v - F_\sigma - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right] \Delta t \quad (10)$$

$$\Delta v_2 = \frac{1}{m_2} \left[c_1 x_n + c_2 x_k - (c_1 + c_2) x - (b_1 + b_2) v - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right] \Delta t, \quad (11)$$

$$\Delta v_3 = \frac{1}{m_3} [F_\sigma] \Delta t, \quad (12)$$



$$\Delta\psi = \left[\frac{u - iR - \frac{L_0 a \psi b v}{(b+x)^2}}{\frac{L_0 a x}{b+x} + L_0 A D e^{D\psi} + 1} \right] \Delta t, \quad (13)$$

$$v_{li} = v_{li-1} + \Delta v_1; \quad x_{li} = x_{li-1} + v_{li} \Delta t, \\ v_{2i} = v_{2i-1} + \Delta v_2; \quad x_{2i} = x_{2i-1} + v_{2i} \Delta t, \quad (14)$$

$$v_{3i} = v_{3i-1} + \Delta v_3; \quad x_{3i} = x_{3i-1} + v_{3i} \Delta t, \\ \psi = \psi + \Delta\psi, \quad (15)$$

$$\varepsilon = \frac{x_1 - x_3}{H}; \quad \dot{\varepsilon} = \frac{\dot{x}_1 - \dot{x}_3}{H}; \\ \ddot{\varepsilon} = \frac{\ddot{x}_1 - \ddot{x}_3}{H}, \quad (16)$$

$$x = x_1 + x_2 + x_k. \quad (17)$$

Моделювання динаміки системи з використанням моделі середовища Бюргера проведено за таких початкових умов:

$\kappa_{0k}=40000 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $\kappa_{0m}=40000 \text{ Па}\cdot\text{с}$; $E_k=700000 \text{ Па}$; $E_m=16000000 \text{ Па}$.

Наступним етапом досліджень є проведення факторного експерименту, тобто по черзі змінюємо кожний параметр реологічної моделі, фіксуючи при цьому зміну динамічних параметрів роботи машини.

Проаналізуємо отримані результати. В наведеній моделі Бюргера в елементі Максвелла за умов зменшення κ_{0m} з $40000 \text{ Па}\cdot\text{с}$ до $20000 \text{ Па}\cdot\text{с}$ зафіксовано наступне:

- графіки переміщення та швидкості маси m_3 мають зсув по фазі в бік запізнення по відношенню до переміщення та швидкості робочого органу.
- крива прискорення робочого органу характеризується згладженням площадки відриву ударника.
- напруження в середовищі змінюється пропорційно прискоренню робочого органу але форма кривої є більш згладженою. Також, слід зазначити, що в умовах зміни в'язкості κ_{0m} абсолютна величина напруження в суміші змінюється на 50%.

Підсумовуючи вищенаведене, можна сказати, що в'язкість елемента Максвелла в моделі Бюргера має неоднозначний вплив на динамічні параметри машини. А саме: за умов зменшення в'язкості відбувається зсув по фазі переміщення та швидкості маси m_3 в бік запізнення, і це є логічним, оскільки збільшується час реакції середовища. Згладження кривої напруження свідчить про те, що в'язкість елемента Максвелла є мірою впливу інерційних властивостей маси m_3 на характер

зміни напруженого стану середовища. Зміна κ_{0m} в бік збільшення призводить до синхронізації динамічних параметрів середовища та робочого органу вібростанини. Також слід сказати, що з одного боку зменшення в'язкості збільшує фазовий зсув і, таким чином, покращує процес ущільнення за рахунок розширення внутрішнього спектру коливань, з іншого боку значне зниження в'язкості веде до погіршення умов ущільнення – зниження амплітуди переміщення, швидкості, та напруження середовища, і, як наслідок, величина напруження знижується майже на порядок.

Зміна параметру жорсткості E_m призводить до таких змін:

- переміщення та швидкість суміші (маса m_3) змінюються з невеликим зсувом по фазі по відношенню до робочого органу.
- крива прискорення робочого органу та напруження середовища характеризується збільшенням нестабільності в періоди ударів та відриву ударника і, як наслідок, виникнення міжперіодичних коливань.

Параметри елемента Кельвіна-Фойгта в межах експериментально встановлених величин κ_{0k} та E_k незначною мірою впливають на динамічні параметри роботи машини.

Далі знайдемо час релаксації та ретардації для моделі Бюргера) [5].

Для цього в реологічному рівнянні (6) припустимо, що деформація тіла є величиною постійною: $\dot{\varepsilon} = \ddot{\varepsilon} = 0$, тоді:

$$\frac{\sigma}{\kappa_{0m}} + \dot{\sigma} \frac{\kappa_{0k} E_m + \kappa_{0m} E_m + \kappa_{0m} E_k}{\kappa_{0m} E_k E_m} + \ddot{\sigma} \frac{\kappa_{0k}}{E_m E_k} = 0 \quad (18)$$

Таким чином, розв'язавши диференціальне рівняння відносно σ , отримаємо:

$$\sigma = C_1 e^{-\frac{1}{T_1} t} + C_2 e^{-\frac{1}{T_2} t}, \quad (19)$$

Де: C_1, C_2 – сталі інтегрування, що визначаються з початкових умов; T_1, T_2 – періоди релаксації.

Опустивши попередні викладки отримаємо:

Якщо

$$\Delta = (\kappa_{0k} E_m + \kappa_{0m} E_m + \kappa_{0m} E_k)^2 - 4\kappa_{0k} \kappa_{0m} E_m E_k, \quad (20)$$

тоді:

$$T_{1,2}^{rel} = \frac{2\kappa_{0k} \kappa_{0m}}{(\kappa_{0k} E_m + \kappa_{0m} E_m + \kappa_{0m} E_k) \pm \sqrt{\Delta}}, \quad (21)$$

для початкових умов, що вказані вище отримаємо числові значення часу релаксації:

$$T_1^{rel} = 2,488 \times 10^{-4} \text{ с}, \quad T_2^{rel} = 0,309 \text{ с}.$$

Час ретардації знайдемо виходячи з тієї умови, що деформація середовища досягла

деякого значення ε_0 і навантаження було знято в момент $t = 0$, $\sigma = \dot{\sigma} = 0$, тоді:

$$\dot{\varepsilon} + \frac{K_{0k}}{E_k} \ddot{\varepsilon} = 0, \quad (22);$$

$$\text{звідки} \quad \varepsilon + \frac{K_{0k}}{E_k} \dot{\varepsilon} = C. \quad (23)$$

Підставивши умову $\sigma = \dot{\sigma} = 0$ в рівняння (6) знаходимо:

$$\dot{\varepsilon} = -\frac{E_k}{K_{0k}} e^{-\frac{E_k}{K_{0k}} t} \varepsilon_{0k}, \quad (24); \quad \text{далі, обчисливши}$$

$$\text{інтеграл отримуємо: } \varepsilon = \varepsilon_{0k} \left(e^{-\frac{E_k}{K_{0k}} t} - 1 \right) + \varepsilon_0, \quad (25)$$

Константа C з рівняння (23) становить:

$$C = \varepsilon_0 - \varepsilon_{0k}. \quad (26)$$

З виразу деформації (25) випливає, що деформація за час $t = 0$, $t = \infty$ зменшується від ε_0 до $\varepsilon_0 - \varepsilon_{0k}$. Час пружної післядії (ретардації)

$$\text{становить: } T^{ret} = \frac{K_{0k}}{E_k}. \quad (27)$$

Для заданих початкових умов $T^{ret} = 0,308$ с. Далі необхідно зробити невеличкий аналіз. Перший час релаксації свідчить про те, що за один період руху робочого органу вібромашини бетонна суміш може релаксувати до 200 раз, другий час релаксації вказує на те, що один повний період релаксації відбувається за 6 періодів руху вібросистеми ($T_{вibr} = 0,05$ с). Це по-перше може свідчити про наявність релаксаційних коливань в міждарний період і по-друге цей факт можна використати на користь того положення, що ми можемо суттєво (приблизно до 200 Гц) збільшити частоту гармонік вищої генерації за рахунок вдосконалення конструкції машини.

У відповідності з розглянутою схемою представленою на рисунку 1,2 [2] та складеними рівняннями руху коливальних мас та бетонної суміші (5-9) [2] запишемо алгоритм чисельного розрахунку такої системи для складання програми на ЕОМ.

Для розв'язання рівнянь (5-9) [2] необхідно знайти значення функцій для системи з розподіленими параметрами, що входять в рівняння руху машини і далі розв'язати рівняння відносно часової та просторової змінних.

Перепишемо рівняння (5-9) [2] у вигляді прирощень функцій.

Рівняння руху робочого органу:

$$\Delta v_1 = \frac{1}{m_1} \left[c_1 x_u + c_2 x_k - (c_1 + c_2)x - (b_1 + b_2)v - S \left(E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \beta \rho \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} \right) \Delta x - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right] \Delta t, \quad (28)$$

Рівняння руху ударника:

$$\Delta v_2 = \frac{1}{m_2} \left[c_1 x_u + c_2 x_k - (c_1 + c_2)x - (b_1 + b_2)v - \frac{ab\psi^2}{2(b+x)^2} \right] \Delta t, \quad (29)$$

Рівняння зміни потокозчеплення:

$$\Delta \psi = \left[\frac{u - iR - \frac{L_0 a \psi b v}{(b+x)^2}}{\frac{L_0 a x}{b+x} + L_0 A D e^{D\psi} + 1} \right] \Delta t, \quad (30)$$

де: $u(x,t)$ - зміщення шару суміші в точці x в момент t відносно початкового положення.

Для знаходження складових $\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ та

$\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t}$ необхідно розв'язати хвильове рівняння,

для цього визначаючи функцію $u(x,t)$ необхідно задати початкові та граничні умови.

В початковий момент середовище знаходиться в стані спокою, тому швидкість дорівнює нулеві,

тобто $\frac{\partial u}{\partial t} = 0$. Граничні умови в точці $x=H$

визначаються відсутністю нормальних напружень, тобто $\left. \frac{\partial u}{\partial x} \right|_{x=H} = 0$ або

$\frac{\partial u}{\partial x} = \xi(H,t) = 0$. Якщо закон руху в точці $x=0$

в будь-який момент часу t представимо у вигляді $x=f(t)$, тоді гранична умова для $u(x,t)$ при $x=0$ буде мати вигляд $u(0,t)=x(t)$.

Якщо позначити $x_1(t)$ - переміщення робочого органу, тоді загальне рішення хвильового рівняння за методом Даламбера записується у вигляді [6,7]:

$$u(x,t) = x_1 \left(t - \frac{x}{c} \right) e^{-\beta x} + x_1 \left(t - \frac{2H-x}{c} \right) e^{-\beta(2H-x)}. \quad (31)$$

де: β -коефіцієнт затухання хвилі по висоті суміші (визначається експериментально).

Отримане рішення (31) представляє собою суму падаючої та відбитої хвиль деформації.

Значення $\frac{x}{c}$, $\frac{2H-x}{c}$ визначають фазове

запізнення розвитку деформації в шарі суміші з координатою x по відношенню до деформації в зоні контакту з робочим органом ($x=0$).

Знайдемо відносну деформацію:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \xi = -x_{1-\phi} \beta e^{-\beta x} + x_{1-\psi} \beta e^{-\beta(2H-x)}, \quad (32)$$



Обчислимо другу похідну для довільного шару суміші:

$$\left. \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\Delta \xi}{\Delta x} \right|_{x=x_{uc}} = x_{1-\phi} \beta^2 e^{-\beta x} + x_{1-v} \beta^2 e^{-\beta(2H-x)}, \quad (33)$$

Для зони контакту:

$$\left. \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{\Delta \xi}{\Delta x} \right|_{x=\Delta x} = x_{1-\phi} \beta^2 e^{-\beta \Delta x} + x_{1-v} \beta^2 e^{-\beta(2H-\Delta x)}, \quad (34)$$

де: $v = \frac{2H - \Delta x}{c \Delta t}$ - кількість чисельних кроків

запізнення хвилі, відбитої від верхньої межі, при досягненні контактного шару суміші зі

швидкістю c ; $\phi = \frac{x_{uc}}{c \Delta t}$ - кількість кроків

запізнення падаючої хвилі при досягненні шару

суміші висоти x_{uc} ; $v = \frac{2H - x_{uc}}{c \Delta t}$ - кількість

чисельних кроків запізнення хвилі, відбитої від верхньої межі, при досягненні шару суміші висоти $2H - x_{uc}$; $\Delta x = c \Delta t$ - елементарний шар суміші.

Знайдемо третю похідну:

$$\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} = \frac{\left(\left. \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right|_j - \left. \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right|_{j-1} \right)}{\Delta t}, \quad (35)$$

таким чином, знайшовши всі необхідні складові можемо розв'язати рівняння (28),(29),(30).

Швидкість руху довільного шару суміші запишемо у вигляді:

$$V_{uc} = \left. \frac{du(x,t)}{dt} \right|_{x=x_{uc}} = V_{1-\phi} e^{-\beta x} + V_{1-v} e^{-\beta(2H-x)}, \quad (36)$$

Швидкість руху суміші в зоні контакту:

$$V_{\phi c} = \left. \frac{du(x,t)}{dt} \right|_{x=\Delta x} = V_{1-\phi} e^{-\beta \Delta x} + V_{1-v} e^{-\beta(2H-\Delta x)}, \quad (37)$$

$$\text{напруження в середовищі: } \sigma = E \frac{\partial u(x,t)}{\partial x}, \quad (38)$$

де: $E=f(t)$ - модуль деформації середовища що апроксимується за експериментальними даними.

Далі знаходимо значення функцій. Розрахунок кінематичних параметрів робочого органу та ударника проводиться у відповідності з методикою [2].

$$v_{1i} = v_{1i-1} + \Delta v_{1i}, \quad v_{2i} = v_{2i-1} + \Delta v_{2i}, \quad v = v_1 + v_2; \quad (39)$$

$$x_{1i} = x_{1i-1} + v_{1i} \Delta t, \quad x_{2i} = x_{2i-1} + v_{2i} \Delta t, \quad x = x_1 + x_2 + x_k; \quad (40)$$

$$\ddot{x}_1 = \frac{\Delta v_1}{\Delta t}, \quad \ddot{x}_2 = \frac{\Delta v_2}{\Delta t}, \quad (41);$$

$$\psi = \psi + \Delta \psi; \quad (42)$$

Прискорення бетонної суміші в зоні контакту та в довільному шарі:

$$\ddot{x}_{\phi c} = \frac{\Delta v_{\phi c}}{\Delta t}, \quad \ddot{x}_{uc} = \frac{\Delta v_{uc}}{\Delta t}. \quad (43)$$

Просторова координата: $x = x + \Delta x$; часова координата: $t = t + \Delta t$.

За даним алгоритмом побудована програма розрахунку параметрів системи на ЕОМ в середовищі Mathcad, яка дає можливість будувати графіки а також виводити числові дані динамічних параметрів як вібростани так і середовища. Зокрема в програмі передбачена можливість побудови графіків основних параметрів середовища як для зони контакту так і для будь - якого шару суміші. Основні розрахункові параметри машини та середовища приведено на рисунку 2. На графіках зображено: X_1 , X_2 -переміщення робочого органу та ударника, мм; $X_{\phi c}$, X_{uc} - переміщення бетонної суміші в зоні контакту з робочим органом та на відстані x , мм; V_1 , V_2 , $V_{\phi c}$, V_{uc} - швидкості руху відповідно робочого органу, ударника, бетонної суміші в зоні контакту та на відстані x , м/с; \ddot{X}_1 , $\ddot{X}_{\phi c}$ - відповідно прискорення робочого органу та суміші в умовах контакту, м/с²; I - струм в котушці електромагніта, А; ψ - потікочеплення, Вб.

Розрахункові параметри отримані за таких вихідних даних: $m_{p.o+\phi.c}=100$ кг, $m_2=25$ кг, $\rho=2400$ кг/м³, $E=24$ МПа, $c=100$ м/с, $\beta=4.16$ 1/м, (E , c , β - отримані за результатами експериментів).

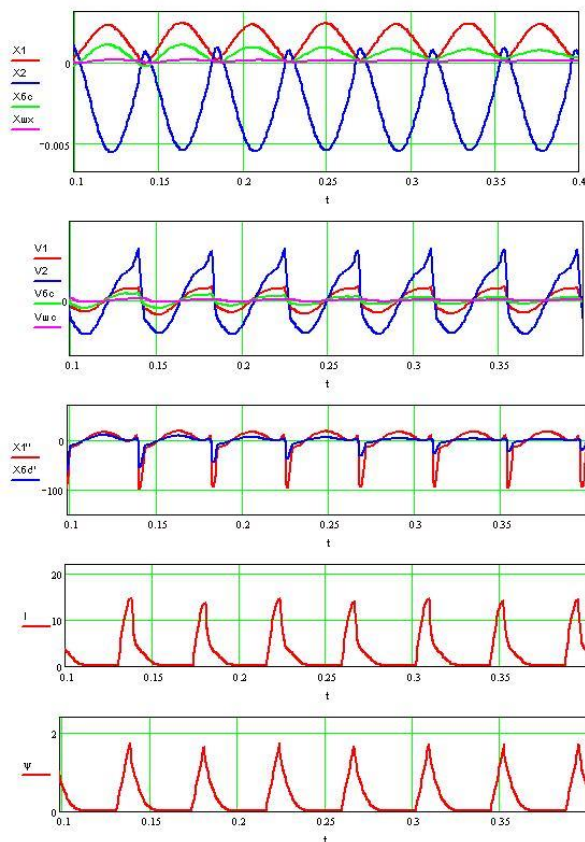


Рисунок 2. Розрахункові динамічні параметри машини та середовища.

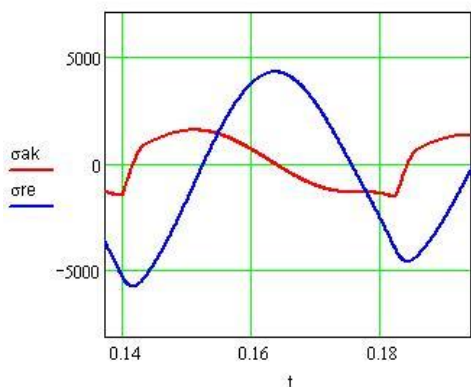


Рисунок 3. Графік зміни активної та реактивної складових опору середовища.

У формулі (28) складові опору середовища - $\beta\rho \frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t}$ та $E \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$ є не що інше як активний та реактивний опір (в нашому випадку в одиницях напруження – Па). Графік зміни даних величин приведено на рисунку 3. За графіком видно, що дані сили мають зсув по фазі у відношенні одна до одної а також видно, що їхня дія має неоднозначний характер – частина періоду проходить в умовах співпадання з напрямком вимушуючої сили, в інший час сила опору є протилежною. За результатами

теоретичних досліджень, виходячи з вихідних умов зазначених вище, можна сказати, що значення сумарної сили опору середовища може сягати до 20% від величини напружень, що виникають в середовищі.

Таким чином, отримана методика чисельного розрахунку дає можливість проводити теоретичні дослідження системи „машина – середовище”, здійснювати моделювання поведінки системи в умовах взаємодії з середовищем а також проводити дослідження динаміки системи в умовах реалізації можливих алгоритмів керування.

Література.

1. Баранов Ю.О. Создание строительных ударно-вибрационных машин с электромагнитным приводом. Дисс. канд. техн. наук. К., 1994. – 150 с.
2. Басараб В.А. Теоретичні дослідження взаємодії середовища з робочим органом електромагнітної ударно-вібраційної площадки. Техніка будівництва №17.К.: КНУБА, 2005.
3. Курнос Г.Я. Вибрационная технология бетона. Л.: Стройиздат, 1967. – 168 с.
4. Назаренко И.И. Прикладные задачи теории вибрационных систем, К.: І.С.Д.О, 1993.- 216с.
5. Рейнер Маркус. Реология. М.: Наука, 1965. – 223 с.
6. Савинов О.А., Лавринович Е.В. Вибрационная техника уплотнения и формирования бетонных смесей. Л.: Стройиздат, 1986. – 278 с.
7. Хайкин С.Э. Физические основы механики. М.: Наука, 1971.- 751с.

Технологія і організація будівництва

УДК 339.03: 69.003

О.А. Тугай, к.т.н., доцент КНУБіА

ФОРМУВАННЯ ІНФОРМАЦІЙНО-АНАЛІТИЧНОГО ПІДґРУНТЯ ВРАХУВАННЯ СТОХАСТИЧНИХ ФАКТОРІВ ПРИ ОРГАНІЗАЦІЇ БУДІВНИЦТВА ТА ШЛЯХИ ПОДОЛАННЯ ВІДМОВ ОРГАНІЗАЦІЙНИХ СИСТЕМ.

Викладено зміст запропонованої методології впровадження елементів нечіткої логіки (в т.ч. теорії нечітких мір та fuzzy-технологій) з метою врахування стохастичного характеру будівельного виробництва в процесі розробки, оцінки та вибору раціональних альтернатив моделей організації будівництва. Подано основні розрахунково-аналітичні процедури запропонованого підходу та шляхи її реалізації у програмних продуктах.

Maintenance of the offered methodology of introduction of elements of fuzzy logic (including theories of unclear measures and fuzzy-technologies) is expounded with the purpose of account of stochastic character of a build production in the process of development, estimation and choice of rational alternatives of models of organization of building. Basic calculation-analytical procedures offered approach and ways of its realization are given in the products of softwares.

Інформаційною основою управління є результати прояву різних імовірнісних процесів як у виробничій сфері, так і в управлінні. Очевидно, це приводить до необхідності переходу від переважно детермінованих оцінок досліджуваних процесів до імовірнісного. У прикладному плані для цих цілей найбільшою мірою підходять методи теорії надійності технічних систем. Однак у роботі [2] відзначається, що «... ці методи не враховують механічних, фізичних, організаційних, технологічних, економічних і інших явищ, що визначають причини відмов і надійність систем, а також не враховують важливу в економічному й технічному змісті диференціацію таких, безумовно, різних відмов, як відхилення параметрів системи від проектних значень, тимчасові і порушення, що самоусуваються, роботи системи («збої»). Всі відмови носять випадковий характер, оскільки викликаються впливом випадкових факторів.

Для систем будівельного виробництва характерними є часткові збої, які самоусуваються в процесі безперервного функціонування системи. Природно, при цьому параметри системи істотно відхиляються від передбачених,

але для визначення величини цих відхилень методи математичної теорії надійності неприйнятні».

Останні роботи в області надійності економічних систем розширили область її застосування на багатофункціональні системи, розроблені методи дослідження не тільки раптових відмов, але й поступових (параметричних), пов'язаних з характеристиками випадкового дрейфу в часі контрольованих параметрів системи. Тому можна затверджувати, що багато відзначені вище недоліків теорії надійності технічних систем у застосуванні до дослідження будівельних процесів усунути в нових розробках. Це дозволяє використовувати методи даної науки для опису імовірнісних процесів організаційних систем.

Оперуючи термінами теорії надійності, процес управління можна розглядати як відновлення системи після її відмови. Дійсно, усякий управлінський вплив на об'єкт управління вживає тільки в тому випадку, коли його стан, обумовлений поточним значенням контрольованих параметрів, виходить за гранично припустиму зону. Відмова в загальному випадку будемо розуміти як порушення працездатності системи.

Для цілей нашого завдання під надійністю розуміється властивість системи виконувати задані функції на певному інтервалі часу й при цьому підтримувати значення встановлених виробничих характеристик у заданих границях.

Об'єкт управління може бути як одне-, так і багатофункціональним. У якості першого можуть виступати низові виробничі підрозділи. Прикладом багатофункціонального об'єкта управління є сама організаційна структура управління організацією.

Для визначення термінологічного значення різних видів відмов, що зустрічаються в організаційних системах, проведена їхня принципова класифікація (рис. 1).



Рис. 1 - Класифікація відмов організаційних систем.

По характеру усунення розрізняють відновлювані й не відновлювані відмови. Так,



затримка у виконанні роботи, що не лежить на критичному шляху, може розглядатися як переборну відмову, а некомпенсуєма затримка у виконанні робіт критичного шляху, перевищення договірних строків, є непереборною відмовою.

По зв'язках з іншими відмовами розрізняють відмови первинні й вторинні. У системі взаємозалежного потоку відмов для цілей управління важливо вичленувати первинну відмову - відмова-причину та націлити зусилля на її усунення. У протилежному випадку відбувається розсіювання ресурсів на компенсацію вторинних, не переборних самі по собі відмов.

По легкості виявлення відмови бувають явними й неявними. Явні - це відмови, виникнення яких безпосередньо позначається на стані контрольованого параметра, неявні відмови, у свою чергу, впливають на стан контрольованої системи непрямим образом, що ускладнює їхню ідентифікацію.

По характеру виникнення розрізняють відмови раптові й поступові (параметричні). Раптові відмови одержали назву через те, що звичайно відсутні видимі ознаки їхнього наближення. Параметричні відмови визначаються випадковим дрейфом контрольованого параметра за межі припустимої зони.

Будемо розглядати об'єкти, відновлювані в процесі їхнього функціонування (за аналогією в технічних системах відновлення в процесі застосування). У цьому випадку допускаються відмови й викликані ними короточасні перерви в роботі. Ця короточасність оцінюється здатністю досліджуваної системи перебувати в працездатному стані протягом певного відрізка часу.

Відрізки часу знаходження системи в працездатному стані, а з індексом «В» - проміжки часу, необхідні для відновлення системи після чергової відмови. Процес відновлення можна ототожнювати з управлінським впливом на об'єкт управління з метою коректування параметрів, по яких оцінюється його стан.

При безперервній реалізації виробничого процесу його стан характеризується послідовним чергуванням випадкових періодів часу знаходження в працездатному стані T_i , і часу відновлення T_i^B , коли випадковий час між черговими поновленнями дорівнює $T_e = T_i + T_i^B$. На підставі такого підходу можливо розрахувати значення коефіцієнта готовності:

$$kGt = \frac{mt}{mt + mtB} \quad (1)$$

де m_t та m_{tB} - математичні очікування відповідних випадкових величин.

Звідси коефіцієнт готовності визначається як імовірність того, що система виявиться в працездатному стані в довільний момент часу

або як частка часу, протягом якого досліджувана система працездатна стосовно загального часу аналізу або спостереження.

У формулі коефіцієнта готовності системи параметр m_{tB} ототожнюється з управлінським циклом і його тимчасові складові розглядаються окремо, параметр m_t можна ототожнити з іншим можливим показником теорії надійності - часом наробітку до відмови. Час наробітку до відмови - це часовий інтервал від моменту, коли контрольовані параметри системи перебувають у межах своїх середніх значень, до моменту настання першої відмови.

Як ми вже відзначали, для організаційних систем властиві поступові (параметричні) відмови. Ознакою відмови для такої системи є фактор виходу значення контрольованого параметра за межі його припустимого відхилення від деякої середньої траєкторії. Будемо вважати, що в межах тимчасового інтервалу, що відповідає наробітку до відмови, траєкторію зміни контрольованого параметра можна розглядати як лінійну випадкову функцію віялового типу.

Розглянемо основні характеристики віялової випадкової функції, що описує поведінку в часі деякого контрольованого параметра об'єкта управління. У вихідний момент або після закінчення періоду відновлення значення контрольованого параметра відповідає деякому невідповідному номінальному значенню. При подальшій роботі виробничої системи цей параметр випадково змінюється. Таким чином, контрольований параметр є шуканої випадкової функції наробітку до відмови, всі можливі реалізації якої проходять через одну невідповідну крапку-поліус. При наступному управлінському акті-зйомці інформації про реальний стан об'єкта управління знімається невизначеність про можливе значення контрольованого параметра й ми одержуємо крапку, що відповідає його невідповідному значенню, що виступає як поліус для чергової реалізації розглянутої випадкової функції, і т.д.

При знаходженні розподілу наробітку до відмови по характеристиках процесу регулювання віялову випадкову функцію записують у вигляді:

$$W(t) = \omega_0 + B_t \quad (2)$$

де B_t - випадкова величина швидкості регулювання; t - відлічується від полюса даної функції [1, 2, 3, 4].

Полюс даної функції визначається координатами $(\omega_0; t_0)$, де ω_0 - вихідне, невідповідне значення контрольованого параметра.

Розгляд процесу реалізації контрольованого параметра системи у вигляді віялової функції

дозволяє кількісно характеризувати імовірнісний

його стан у будь-який проміжок часу та момент,

коли ймовірність відмови стає вагомою, вживати управлінські впливи. Ці впливи мають подвійну мету:

- якщо ймовірна відмова не має місця, то в результаті управлінського впливу знімається невизначеність стану контрольованого параметра і подальший його розвиток починається з нового полюса;

- якщо відмова мала місце, то результатом управлінського впливу є вироблення та реалізація комплексу заходів по відновленню працездатності системи.

Підхід на базі віялових функцій дозволяють дати кількісну оцінку імовірнісним процесам, властивим функціонуванню реальних виробничих систем, на базі яких можна розробляти діючу стратегію управління з урахуванням індивідуальних особливостей контрольованих організаційних систем.

Основне призначення будь-якого процесу управління полягає у виробленні таких управлінських рішень, які адекватно відповідали б силі дестабілізуючого впливу внутрішніх і зовнішніх факторів і забезпечували б заданий рівень якісних характеристик об'єкта управління. Сила дестабілізуючого впливу може привести як до небажаного відхилення, що відповідає її перевищенню над зусиллям протидії цьому відхиленню, так і до того, що цей вплив буде компенсуватися порівнянної йому управлінською реакцією. Таким чином, у розглянутому процесі виступають два основних параметри: співвідношення дестабілізуючих і стабілізуючих сил і тимчасові характеристики, що описують цю взаємодію в часі.

Поява зовнішніх дестабілізуючих факторів у загальному є випадковим процесом. Якщо аналіз сукупності таких проявів дозволяє розробити їхню класифікацію й розрахувати ймовірну періодичність виникнення, то тим самим управління здійснюється в режимі достатньої вірогідності прогнозів можливої поведінки системи. На цьому принципі засновані методи екстраполяції, коли аналіз минулих тенденцій дозволяє розробити математичні моделі, що описують поведінку системи в майбутньому. Таке управління характерно для умов стабільного зовнішнього середовища, і перспективний стан об'єкта визначається еволюційним його розвитком.

В умовах радикальних змін економічного механізму, неналагодженості законодавчих і нормативних актів, що регламентують зовнішню взаємодію учасників інвестиційного процесу та внутрішню невизначеність, методи прогнозу на основі узагальнення минулого досвіду стають непридатними. Процес передбачення переміщається із чистої математичної сфери в

область творчості. Високий ступінь нестабільності зовнішніх умов характерний і для ринкових відносин, зв'язаних зі стихійною зміною кон'юнктури ринку, на який виходить конкретна будівельна організація. Тому в перспективі саме такі фактори будуть визначати умови прийняття рішень.

У загальному виді передбачуваність поведінки системи можна описати в наступному виді [3]. Позначимо стан системи через $\Omega \in \Omega_0$, де Ω_0 - безліч можливих станів. Пророкування стану системи на інтервал t_0 у лінійному наближенні має вигляд:

$$\Omega(t + t_0) = \Omega(t) t_0 + \sigma_\Omega \quad (3)$$

де Ω і $\dot{\Omega}$ - оцінка стану й швидкість зміни стану; σ_Ω - помилка прогнозування.

Якість помилки та значення помилки залежать від інтенсивності впливу середовища й від відображення ситуації в системі. Будемо вважати, що на систему впливає деякий фактор $f(t)$ випадкового дестабілізуючого впливу.

Величина σ_Ω росте зі збільшенням $f(t)$, зворотна інтелектуальній якості θ системи й залежить від запізнювання відображення ситуації t . Під інтелектуальною якістю будемо розуміти здатність системи адекватно ототожнювати отримані сигнали та прогнозувати розвиток процесу. Тут мають місце дві ситуації:

- система має низьку інтелектуальну якість, немає напрацьованих типових прийомів дії, їй не із чим ототожнювати отримані сигнали (іде процес нагромадження досвіду) і, як наслідок, збільшується запізнювання у відображенні ситуації;

- система з так званним переповерхнім інтелектом («стара» система) дуже довго вирішує завдання ототожнення поточної ситуації і прогнозування, тому що послідовно перебирає всі наявності, що є в наявності минулого досвіду. Очевидно, що між цими двома крайностями є оптимальний рівень інтелектуальності якості системи.

Приблизно представимо помилку екстраполяції стану системи у вигляді:

$$\sigma_\Omega \approx f(t) \theta(t - \tau) \quad (4)$$

При високій інтелектуальній якості здійснимо більше тривалий прогноз і швидкість зміни стану системи невелика: система здатна вибирати відносно стабільні стани, раціональні на тривалий інтервал часу.

Чим більше, тим система незалежна від середовища в тому розумінні, що вона здатна меншими змінами стану (а отже, з меншими витратами ресурсу, оскільки зміна стану вимагає витрати ресурсу) протистояти зовнішньому середовищу.

Однак достовірний прогноз на ту або іншу перспективу створює тільки потенційні умови для реалізації ефективного управління. Як вони будуть реалізовані, залежить від тимчасової відповідності швидкості зміни стану

контрольованого параметра виробничої системи та реакції системи управління.

Розглянемо спочатку інертність системи управління, що будемо характеризувати запізненням у часі від моменту надходження сигналу про виникнення проблеми, що вимагає рішення (БМР), до моменту видачі управлінських команд по її рішення.

Здатність системи управління сприймати та переробляти вхідну інформацію залежить від обсягу цієї інформації і продуктивності системи по її переробці. Кожна система формується під традиційно сформований обсяг вхідної інформації з урахуванням деякого запасу можливостей її сприйняття та переробки в пікові моменти. Це зона нормального функціонування системи, у якій на збільшення інформації вона відповідає пропорційним або, більше того, збільшенням продуктивності. У міру збільшення інтенсивності випадкового впливу зовнішнього середовища росте нетрадиційних, унікальних проблем, що вимагають рішення, і система управління для компенсації зростаючого потоку інформації включає свої резервні можливості, досягаючи максимуму продуктивності, при цьому час обробки інформації може навіть скорочуватися в порівнянні з нормальним режимом роботи.

Для інформаційно-програмної підтримки розробленої теорії моделювання будівництва з використанням нечітких мір і нечітких критеріїв пропонується програмний комплекс «Інформаційно-Аналітичний комплекс моделювання організації будівництва із залученням нечіткої логіки» адаптований до складних вимог функціонування в умовах змішаної економіки. Як засіб математичної формалізації моделі обрана теорія нечітких мір, а як системно-структурна основа створених програмних продуктів використовуються: fuzzy-технології, мережна детермінована модель «роботи-вершини»; прикладні моделі одне- і багатокритеріальної оптимізації.

Архітектура програмного комплексу представлена в табл. 1.

Таблиця 1.

Програмний комплекс «Організація будівництва за нечіткими критеріями - FUZZY-технологія».			
№ № п/п	Поміняти назви	Призначення блоку та зміст програмних процедур	
1	Блок «Формалізація 1»	1.1	Формування стандартних процедур зв'язку детермінованих лінгвістичних оцінок ризиків виконавців з очікуваним через ризик виконавця приростом тривалості будівництва по даній роботі, одержання залежності між IN^I і сукупними оцінками ризика исполнителей SR_j .
2	Блок «Формалізація 2»	2.1	Формування стандартних процедур зв'язку детермінованих лінгвістичних оцінок ризиків виконавців із приростом кошторисної вартості, одержання залежності між IN^W і сукупними оцінками ризику виконавців SR_j .
3	Блок «Організаційно-Технологічна стандартизація»	3.1	Формування імітаційних епох розподілу БМР залежно від детермінованих лінгвістичних оцінок ризиків - 6 типів кривих

4	Блок «Ідентифікація ризику будівельної фази проекту»	4.1.	Одержання сукупних лінгвістичних оцінок ризиків виконавців експертно-аналітичним і(або) директивним (імперативним) шляхом
		4.2	Ідентифікація отриманих оцінок ризиків виконавців за допомогою теорії нечітких даних зі змістом ризику й рівнем упевненості в отриманій оцінці
		4.3	Визначення індексу приросту тривалості БМР. Ідентифікація з даним виконавцем проекту (підрядником і субпідрядником)
		4.4.	Визначення очікуваного для даного виконавця приросту кошторисної вартості роботи (комплексу робіт)
		4.5	Формування очікуваної імітаційної кривої розподілу БМР для даної роботи
3	Графічна модель		Формування топології моделі організації будівництва «роботи-вершини» - послідовність робіт, їхніх комплексів, очікувань, сполучення робіт
4	Обсяги робіт і виконавці		Формування вихідних даних для моделі «роботи-вершини» по обсягах БМР, виконавцям з обліком сукупних оцінок їхніх ризиків.
5	Параметри робіт детерміновані		Формування й розрахунок параметрів окремих робіт і їхніх комплексів
5	Графоаналітична модель	5.1.	Розрахунок детермінованих нечітких (локальних і сукупних) параметрів моделі
		5.2.	Розрахунок підсумкових нечітких (локальних і сукупних) параметрів моделі й відповідній кожній альтернативі рівнів упевненості
6	Оптимізація за локальними критеріями	6.1	Оптимізація моделі за критерієм мінімум інвестиційних витрат
		6.2.	Оптимізація моделі за критерієм мінімуму нерівномірності інтенсивності освоєння інвестицій
8	Формування остаточної альтернативи організації БМР	8.1.	Сполучення критеріїв 1 і 2 шляхом забезпечення максимуму впевненості нечітких підсумкових параметрів моделі
		8.2.	Формування календарного плану проведення робіт на базі оптимізованої мережевої моделі

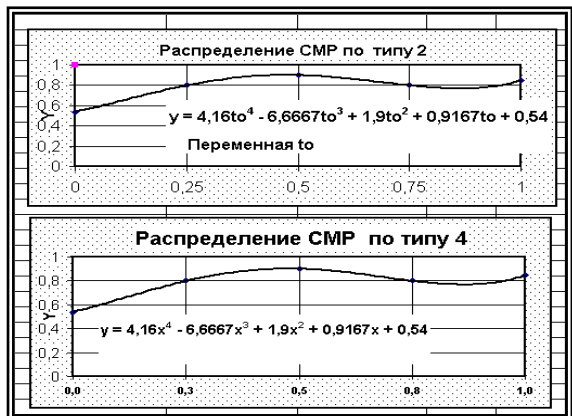
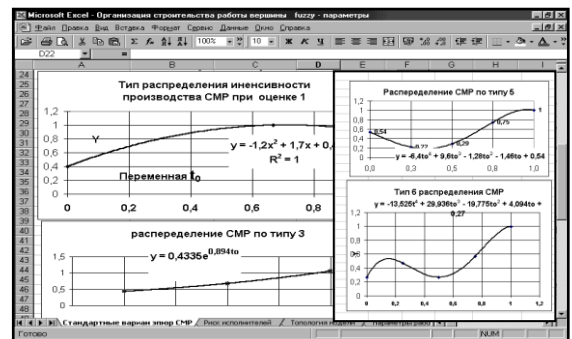


Рис. 2. Фрагменти програмного блоку «Стандартні варіанти епох БМР».

Запропоновано інноваційну модель «роботи-вершини» із принципово новою системою параметрів. Перевагами створеної моделі є раціональне сполучення нечітких параметрів, що адаптують модель до умов невизначеності, - 3 параметрами, традиційними для цього типу



детермінованих тимчасових моделей. Кожному детермінованому проміжному та підсумковому показнику моделі відповідає його нечіткий розподіл з урахуванням рівня впевненості, встановленого інвестором або ЛПР.

Доцільно як інструмент вибору альтернатив ресурсно-календарних моделей будівельних проектів розробити модель оптимізації на основі нечітких критеріїв. Як нечіткі критерії оптимальності обрані наступні:

- мінімум інвестиційних витрат при максимумі впевненості нечіткого числа ;
- мінімум нерівномірності поточної по періодах (місяцям, кварталам) будівництва інтенсивності освоєння інвестицій при максимумі впевненості нечіткого числа.

Розроблена теорія моделювання будівельного виробництва з використанням нечітких критеріїв дозволила створює раціональні наукові передумови для розробки календарного плану будівельного проекту з обліком особливостей функціонування інвестиційно-будівельного комплексу в умовах ринкової економіки.

Література.

1. Залунин В.Ф. Стратегия и тактика строительной фирмы в условиях рынка. Днепропетровск.: Придніпровський науковий вісник. 1998. – 240 с.
2. Тянь Р.Б., Залунин В.Ф. Методика сокращения продолжительности реализации проекта // Управление строительными проектами. Днепропетровск: Сб. научных трудов ПГАСА, 1997. Вып.2. –С. 80-88.
3. Залунин В.Ф. Младецкий В.Р. Анализ динамических характеристик процесса управления. В сб. Научных работ “ Управление строительными проектами”. №1. Дн-вск. 1996. -с.142-152.
4. Торкатюк В.І., Дмитрук І.А., Марюхін В.М. Особливості та основні напрямки підвищення рівня технологічності проектних рішень.//Матеріали 23-ї наук.практ. конф. ХДАКГ.-Харків,2007.- с.105-117 с.
5. Перфильева И.Г. Приложение теории нечетких множеств.// Итоги науки и техники.- Том 29.-М.: ВИНТИ,1990- 150 с.



УДК 339.03:68.003

Лагутін Г.В., к.т.н., доцент КНУБА

ТЕОРЕТИКО-МЕТОДОЛОГІЧНІ ОСНОВИ ДІЯЛЬНОСТІ БУДІВЕЛЬНИХ ОСВІТНЬО- ІНЖИНІРИНГОВИХ ГРУП ТА АНАЛІТИЧНІ ІНСТРУМЕНТИ ОЦІНКИ ЇХ ДІЯЛЬНОСТІ НА РИНКУ БУДІВЕЛЬНИХ ІНВЕСТИЦІЙ.

АНОТАЦІЯ. Викладено методологічні засади, організаційні моделі діяльності та проекти структур будівельних освітньо-інжинірингових груп як нових, специфічних учасників інвестиційного процесу, утворених інтеграцією інвестиційних компаній, будівельних ВНЗ та інжинірингових фірм.

Ініціація об'єднання різних за масштабом та характером діяльності будівельних організацій в єдину корпоративну структуру, що триває нині, - відображає процес інтенсивної внутрішньої структурної перебудови будівельної галузі в напрямі створення принципово нових організаційних структур в будівельному бізнесі, з метою забезпечення адекватності ринковим умовам господарювання, а саме: будівництво перестає бути виключно підрядним будівництвом, а трансформується, як в усьому світі, у проектну діяльність на маркетинговій основі. Таким чином, на зміну розпаду приходиться період укрупнення будівельних фірм, "реструктуризація вгору" - утворення великих будівельних метакорпорацій з метою концентрації ресурсів, необхідних для втілення інвестиційно-будівельних проектів, участі в тендерах, виходу на нові ринки. Укрупнення забезпечує більшу стабільність, дає можливість вирішувати більш масштабні задачі.

Аналітичним забезпеченням вираженої інвестиційної стратегії є збалансована система попередньої маркетингової, виробничої, організаційно-технологічної діагностики, відбору, планування та контролю інвестицій, яка має інтегрувати наступні функціональні етапи:

- пошук і дослідження об'єкта інвестицій (об'єктів до складу інвестиційного портфеля);
- розробка системи критеріїв оцінювання, кількісних показників та якісних характеристик різних варіантів інвестування, в т.ч. організаційно-технологічних та бюджетно-ресурсних моделей їх втілення;
- розробка проекту плану інвестування з врахуванням специфіки обраного об'єкту, привабливості галузі та регіону інвестування, інвестиційної стратегії інвестора, обсягів та структури джерел фінансування;

- розгляд пропозицій і прийняття рішень про капіталовкладення в проект, складання і затвердження плану його реалізації;

- організаційно-технологічний та вартісно-економічний контроль процесу інвестування на всіх етапах його життєвого циклу.

В той же час, поряд з процесами вертикальної інтеграції та підпорядкування провідних виконавців „міцному інвестору”, що обсяг активів якого спроможний забезпечити разом з прибутковістю такою надійність сукупних вкладень та забезпечити умови для фінансового маневру, щоб протидіяти ризикам інвестування, - виникає потреба виділення під орудою провідного інвестора специфічних організаційних утворень. Діяльність останніх має бути спрямована на всебічний розгляд задуму інвестора, його комплексне моделювання, як за різними стадіями та етапами інвестиційного процесу, так і за різними функціонально-технічними аспектами. Таким чином, відбувається перехід від інвестиційно-аналітичних та інвестиційно-інжинірингових підрозділів та аналітичних груп в межах великих корпорацій до специфічних утворень, спроможних відтворити в моделях різної природи, структури та призначення весь хід виконання значного будівельного проекту (соціального, інноваційного, комерційного чи змішаного призначення), провести комплексну оцінку щодо відповідності задуму інвестора, скласти найбільш достовірну картину перебігу реального інвестиційного проекту та убезпечити інвестора та провідних учасників від негативних проявів зовнішнього та внутрішнього оточення проекту.

Для реалізації зазначеного переліку складних проблеми будівельної галузі та інвестиційної сфери в цілому пропонується створення будівельних освітньо-інжинірингових груп. Вони створюватимуться як структури з аналітичного обґрунтування та комплексного організаційно-технологічного моделювання значних будівельних проектів соціально-комерційного та інноваційного призначення. Ініціатором такої специфічної інтегративної структури виступатиме фінансово-інвестиційний фонд (як провідний учасник реальних інвестицій та гарант захисту вкладень), а провідних виконавців, спосіб їх упорядкування в цілісну структуру інноваційного призначення, організацію взаємодії всередині структури, розподіл повноважень та обов'язків здійснюватиме ВНЗ будівельного напрямку на обґрунтованій науковій основі.

Розроблено концепцію організації об'єктів дослідження - БОІНГ. Головною метою створення таких специфічних учасників ринку будівельних інвестицій є ефективна акумуляція активів та джерел в інвестора з науково-



технічним та інноваційним потенціалом будівельних ВНЗ для спільної реалізації корпоративних інвестиційних проектів. Базовими принципами такої інтеграції концепція визначає:

- єдність мети у здійсненні будівельної підприємницької діяльності;
- регулювання відносин між суб'єктами виключно на контрактній основі;
- ефективне корпоративне управління, інформаційно-аналітичне забезпечення для посилення синергічного ефекту;
- максимальна децентралізація ресурсів, влади та відповідальності в межах, що не знижують синергетику системи;
- чіткий розподіл управління між інституційним рівнем та структурними складовими;
- максимальна узгодженість інтересів суб'єктів при підготовці, фінансуванні та втіленні інвестиційних проектів та програм;
- ефективна координація з регіональними та галузевими органами управління;
- забезпечення зростання науково-технічного потенціалу будівельної галузі шляхом створення маневрених, гнучких структур управління інвестиційним процесом.

Концепція пов'язує перспективи розвитку будівельного комплексу з інтенсифікацією процесів формування регіональних фінансово-будівельних груп, що дозволить найбільш ефективно вирішити фундаментальну проблему розвитку регіональної економіки – акумулювання інвестицій для будівельних проектів у виробничій і, насамперед, соціальній сферах.

Виходячи з основних положень концепції оцінки ефективності корпоратизації будівельних організацій у будівельній освітньо-інжиніринговій групі (БОІНГ), здійснено математичну постановку задачі у вигляді системи (1):

$$Y^{BOI\text{H}\Gamma}_{\Sigma} = [\Psi] * [\delta] * [Y] = \psi_i * \delta_{hi} * Y_i \quad ; i=1-n_1 \quad ; h=n_2 \quad (1.1)$$

$$Y_i = \lambda_k X_{ki} \quad ; k=1-n_3 \quad (1.2)$$

$$X_{ik} = \theta_k * \eta_{kj} * \alpha_{ij} \quad ; \quad X_j = \psi_h * \delta_{hi} * \alpha_{ij} \quad (1.3)$$

$$\alpha_{min} \leq \alpha \leq \alpha_{max} \quad ; \quad (1.4)$$

$$Y_{min} \leq Y_i \leq Y_{max} \quad ; \quad Y_{\Sigma min}^{corp} \leq Y_{\Sigma}^{corp} \leq Y_{\Sigma max}^{corp} \quad (1.5)$$

де α_{ij} – функціонально-структурна матриця аргументів моделі –

показників результативності корпоративного господарювання ведення в натуральному вимірі, на основі яких здійснюється оцінка;

$Y^{BOI\text{H}\Gamma}_{\Sigma}$ – результуюча оцінка ефективності діяльності всієї структури БОІНГ;

Y_i – вектор оцінок результатів корпоратизації по кожній будівельній організації в складі БОІНГ;

X_{ki} – матриця оцінок результатів по окремій k -ій функціональній галузі) діяльності (організація управління, виробництво, фінанси, маркетинг та ін.) в межах i -го суб'єкту;

X_i – те ж, для всієї корпорації, згортка X_{ki} по горизонталі;

X_j – оцінка діяльності всієї БОІНГ по окремому показнику (по вертикалі, по j -ому стовпцю);

λ_k – вектор сполучення оцінок X_{ki} в оцінку Y_i , тобто вектор горизонтальної (в межах рядка) згортки;

δ_{hi} – матриця відповідності між видами напрямками діяльності (інвестиційна, підрядна тощо) та суб'єктами БОІНГ (забезпечує зв'язок по вертикалі між індексами h та i)

θ_k – вектор питомих внесків оцінок α_{ij} в оцінку X_{ki} ;

η_{kj} – вектор (нормалізації) окремих показників;

n_1 – кількість суб'єктів БОІНГ;

n_2 – кількість видів діяльності;

n_3 – кількість функціональних галузей, що підлягають оцінці;

n – кількість рядків матриці $[\alpha]$;

m – кількість стовпців матриці $[\alpha]$;

(1.4) – діапазони зміни аргументів оцінки, елементів функціонально-структурної матриці α_{ij} ;

(1.5) – те ж, щодо оцінок по рядкам (суб'єктам) та для підсумкової оцінки.

Використання запропонованої функціонально-структурної математичної моделі для побудови методики і алгоритму оцінки ефективності корпоратизації будівельних організацій у фінансово-будівельні групи забезпечить високу достовірність одержаних результатів, оскільки дана модель враховує структуру і характер інтеграції організацій та підрозділів у БОІНГ, їх певну автономність та, водночас, стратегічну єдність мети діяльності при реалізації спільних корпоративних проектів.

Зміст процедур визначення перга діяльності будівельних освітньо-інжинірингових груп на ринку реальних інвестицій подано у вигляді схеми на рис. 1.

Доведено, що для раціонального функціонування регіональних БОІНГ груп (що виникли як наслідок процесів трансформації економічної системи будівельної галузі і починають функціонувати для втілення соціальних проектів) до складу засновників слід включати: ВНЗ, органи регіональної влади, інвестиційні компанії та фінансово-кредитні установи (схему організаційної структури див. на рис. 2,3). Такі утворення несуть ознаки фінансово-будівельних груп, консорціуму та віртуальної корпорації, виступають як тимчасові проектні структури. Тому раціональною формою її організації є лінійно-штабна, що включає інформаційно-аналітичний центр комерційної, виробничої та соціальної експертизи проектів, а переважний



обсяг повноважень здійснюють за згодою трьох сторін-засновників уповноважені координатори – фінансових потоків ; підготовки будівництва і матеріально-технічного забезпечення; координатор БМР

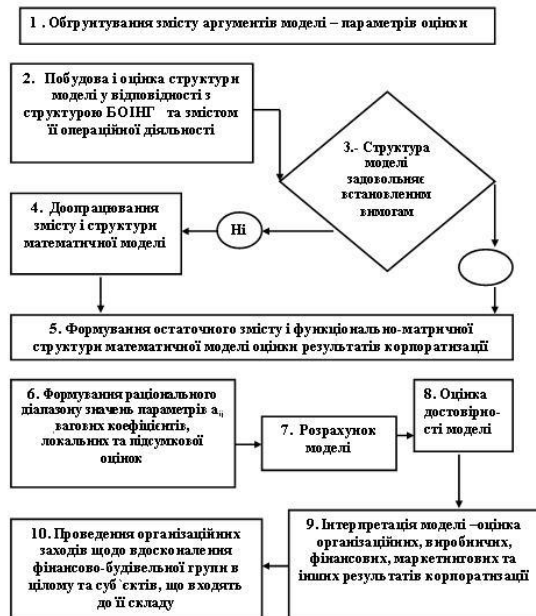


Рис. 1. Формально-аналітична структура визначення підсумкових результатів діяльності будівельних освітньо-інжинірингових груп.



Рис.2. Інституційний рівень БОІНГ.

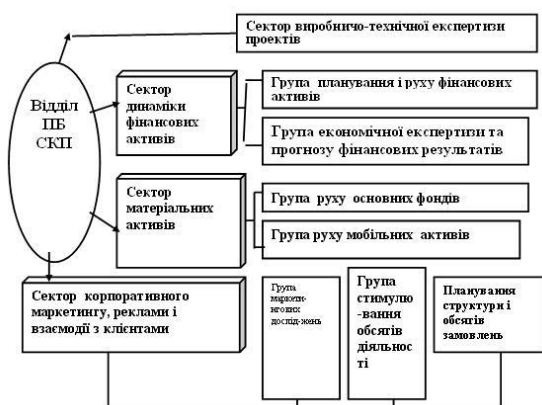


Рис.3. Фрагмент структури БОІНГ : структуризація відділу планування будівельних соціально-комерційних проектів (ПБСКП).

Запропонована методологія ,математична формалізація та проектні рішення щодо організації будівельних освітньо-інжинірингових груп як специфічних учасників інвестиційного процесу створюють нову, достовірну інформаційно-аналітичну базу прийняття інвестиційних рішень, забезпечуючи як комерційний, так і соціальний ефект будівельним проектам. Створювані структури сприятимуть зростанню інноваційного потенціалу будівельних ВНЗ, спеціалісти, магістри та науково-педагогічний склад ширше залучатиметься до практики організації будівництва. В цілому структура БОІНГ сприятиме створенню достовірної організаційно-технологічної експертизи будівельних проектів, якісному поліпшенню процесів підготовки та виконання БМР.

Література :

1. Лагутін Г.В. Будівельні освітньо-інвестиційні групи як нові суб'єкти на ринку будівельних інвестицій.// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну.-36. наукових праць (спецвипуск)/Доповіді III Кримської наук.-практ. конф. „Геометричне та комп'ютерне моделювання : енергозбереження, екологія, дизайн.”-К: КНУТД,2007.
2. Лагутін Г.В. Алгоритм оцінки ефективності корпоративізації будівельних організацій у фінансово-будівельні групи .// Прикладна геометрія та інженерна графіка. - Міжвідомчий науково-технічний збірник.- Вип.69.- К.: КНУБА, 2001.-с.158-161.
3. Ушацький С.А., Поколенко В.О., Лагутін Г.В., Шпаков А.В. Фінансово-будівельні групи - нові учасники інвестиційного процесу.Монографія.-К.:КНУБА,2002.-168с.
4. Поколенко В.О., Лагутін Г.В. Модель організації інвестиційно-діагностичного відділу в складі будівельної корпорації // Будівельне виробництво.-Міжвідомчий науково-технічний збірник.-Вип. 43 .К.: НДІ БВ- 2002 .-С.94-97.
5. Поколенко В.О., Лагутін Г.В., Безух А.В., Шпаков А.В. Втілення інноваційної моделі управління інвестиціями в структурі інвестиційно-будівельної корпорації. // Будівельні матеріали та виробн.-2003,№3.-С.13-19.
6. Поколенко В.О., Шпаков А.В., Лагутін Г.В. Прикладна методика оцінки потенціалу інвестиційного проекту за допомогою ситуаційних моделей. //Будівництво України, №11,2003.-С.23-26.



УДК 339.03:658.015

Ісаєнко Юлія Василівна, аспірант КНУБА

СИСТЕМА ОБЛІКУ ВИТРАТ РОБОЧОГО ЧАСУ В БУДІВНИЦТВІ.

Пропонується система обліку витрат робочого часу, яка дозволяє запровадити основи системного підходу до управління робочим часом в будівництві, шляхом класифікації та систематизації витрат робочого часу щодо кожної бригади та кожного робітника окремо. Запровадження запропонованої системи дозволяє розробляти та впроваджувати пропозиції та заходи, спрямовані на зменшення витрат робочого часу, а також здійснювати аналіз динаміки витрат часу з урахуванням впливу заходів які проводились щодо їх скорочення.

Herein the system of the working time data collection is proposed. It provides realization of system approach thanks to classification and systematization of losses of working time for each worker and workers team separately, what will help to minimize working time losses and reserves in constructing and assembling operations.

Відповідно до необхідності сучасного промислового підприємства безперервно підвищувати власну конкурентоспроможність, виникає нагальна потреба у керівників технічного та управлінського рівня будівельних підприємств в ефективному управлінні витратами робочого часу, яке б реалізовувалась шляхом систематичного запровадження дієвих заходів спрямованих на скорочення проявів неякісного використання часу на виконавчому рівні будівельного підприємства. Для реалізації такої стратегії необхідна розробка та запровадження системи обліку витрат робочого часу, яка б накопичувала інформацію щодо вищезазначених витрат, формувала вихідні дані для подальшого аналізу динаміки витрат робочого часу поточного та попереднього періодів та створювала основу для розробки та впровадження пропозицій та заходів спрямованих на скорочення та усунення непродуктивних витрат робочого часу.

Розробка та реалізація системи управління витратами робочого часу вимагає визначення показників витрат робочого часу, які б виступали носіями інформації щодо можливих причин виникнення неякісного використання робочого часу. Основою визначення показників виступає аналіз факторів якісного та ефективного використання робочого часу та їх адаптація як до потреб будівництва так і до сучасних умов безперервного зростання конкурентної боротьби. До вищезазначених факторів доцільно відносити: організаційно-технічні, економічні, профілактичні та соціальні фактори та заходи, які

впливають на мінімізацію витрат робочого часу [1,3,4] (див. табл. 1).

Таблиця 1 Фактори ефективного використання робочого часу в будівництві.

Технологічні:
1) впровадження нової, більш вдосконаленої технології ведення будівельно-монтажних робіт;
2) застосування ефективних будівельних матеріалів і конструкцій;
3) підвищення рівня механізації будівельно-монтажних робіт: <ul style="list-style-type: none"> • збільшення ступеня використання наявного парку будівельних машин та механізмів; • оновлення парку, заміна морально і фізично застарілих машин новими високопродуктивними; • проведення планових ремонтів та перевірок наявного парку будівельних машин та механізмів.
Організаційні:
1) впровадження системи безперервного вдосконалення на виконавчому рівні;
2) розробка та впровадження карт організаційно-технологічних процесів (стандартизація);
3) розробка й поширення інформації щодо показників згідно з факторами конкурентоспроможності для трудових процесів;
4) постійний моніторинг та оцінка фактичних трудових процесів щодо наявних резервів та відхилень від запланованих показників;
5) залучення персоналу для пошуку резервів;
6) підготовка та підвищення кваліфікації робітників
7) раціональне комплектування бригад по кількості та кваліфікаційному складу;
8) вдосконалення нормування праці;
9) скорочення простоїв робітників;
10) покращення умов праці;
11) застосування принципу збагачення роботи (job enrichment) при організації праці.
Економічні:
1) розробка та впровадження справедливої та дієвої системи оплати праці;
2) встановлення чітких та зрозумілих критеріїв обчислення преміальних виплат та ознайомлення з ними робочих;
3) розробка бонусної системи за участь в системі вдосконалення та за підготовку пропозицій щодо вдосконалення виробничих систем..
Соціальні:
1) розробка та реалізація соціальної програми розвитку колективу;
2) активізація робітників та їх участь в системі вдосконалення підприємства;
3) скорочення плінності кадрів;
4) покращення психологічного клімату на підприємстві.
Профілактичні:
Проведення профілактики захворювань (щеплення, безпека праці, профілактика).



Таким чином, аналізуючи вищезазначені фактори, витрати робочого часу доцільно поділяти на витрати які виникають під час виконання робочого завдання (*Tin* під час робочого циклу) та поза роботою (*Tout* поза робочим циклом) [1]. Згідно з оцінкою вчених [1,3] питома вага резервів робочого часу поза робочим циклом складає 20-30%, а втрат під час робочого циклу - 70-80% в їх спільній сукупності. Відомо [1,2,3,4], що мінімізація витрат робочого часу під час робочого циклу відбувається як за рахунок розробки та впровадження організаційних змін до трудових процесів так і за рахунок розробки та впровадження нових або вже існуючих передових технологій. Мінімізація витрат робочого часу під час робочого циклу за рахунок зміни технології передбачає необхідність в значних фінансових інвестиціях й потребує певного часу для впровадження. В той час як використання резервів фонду робочого часу за рахунок розробки та впровадження організаційних змін майже одразу дає економічний ефект та не потребує значних фінансових інвестицій, тому що досягається за рахунок вдосконалення організаційних рішень виконавчого рівня. Однак, це не означає, що резерви зниження витрат робочого часу за рахунок зміни технології мають залишитися поза увагою. Втрати часу, які виникають як під час робочого циклу так і поза ним ведуть до зниження продуктивності праці та до зміни вартісних, якісних та часових характеристик продукції, які складають основу конкурентоспроможності організації.

Витрати часу під час робочого циклу *Tin* представляють собою резерви робочого часу, які виникають в процесі праці, й складаються з наступних складових:

$$\{Tin\} = \{PR + OR + OP\} \quad (1),$$

де

PR — втрати часу в процесі роботи з вини робітника;

OR — втрати часу в процесі роботи з вини організації (підприємства);

OP — втрати часу в процесі роботи через нераціональну структуру трудового процесу (організаційно-технологічний резерв).

Витрати часу поза робочим циклом *Tout*, безпосередньо не пов'язані з виконанням робіт, але опосередковано впливають на загальні витрати часу пов'язані з виконанням певного обсягу БМР. Їх доцільно поділяти на:

$$\{Tout\} = \{WL + D + OPR\} \quad (2),$$

де

WL — втрати часу пов'язані із захворюваністю,

D — втрати часу через нерегламентовані невиходи (прогули);

OPR — втрати часу через регламентовані невиходи (офіційний дозвіл).

Таким чином для підвищення власної конкурентоспроможності необхідно скоротити витрати робочого часу як в процесі праці так і поза роботою, а саме:

$$\{Tout\} = \{WL + D + OPR\} \rightarrow \min, \quad (3);$$

$$\{Tin\} = \{PR + OR + OP\} \rightarrow \min \quad (3);$$

$$\{Tin + Tout\} \rightarrow \quad (4);$$

Для реалізації цієї умови необхідне налагодження (див. рис.1) системи обліку втрат часу щодо кожної бригади. Облікова система збирає та накопичує інформацію в вигляді вищезазначених показників, які розраховуються на основі даних щодо загальної захворюваності, виробничого травматизму, простоїв, прогулів та інших порушень трудової дисципліни. Складові показники резервів часу під час робочого циклу *Tin*, обчислюються за методикою розрахунку резервів робочого часу [2]. Робота бригад (підрозділів) із використання робочого часу оцінюється за основними показниками витрат часу *Tin*, *Tout* на одного працюючого в бригаді (підрозділі), та їх складовими *WL*, *D*, *OPR*, *PR*, *OR*, *OP* (див. рис 1).

Збільшення або зменшення показників витрат часу під час робочого циклу *Tin*, та поза робочим циклом *Tout* відносно попереднього звітного періоду з одного боку є сигналом для впровадження заходів щодо мінімізації витрат, а з іншого боку дає можливість відслідковувати ефективність запроваджених дій. Тривалість облікового періоду визначає певну гнучкість в управлінні часом і відповідно до об'єкту коливається від одного дня до одного місяця. Акумуляовані результати роботи бригад щодо витрат часу, аналізує і готує матеріали для розгляду на засіданні з участю вищого керівництва проектна група, відповідальна за мінімізацію витрат часу. Разом із аналітичними матеріалами група готує пропозиції щодо мотивації бригад які досягли значного зниження витрат робочого часу й проект заходів щодо підвищення ефективності його використання. Розробка заходів базується на виявленні рушійних сил або причин, що обумовлюють збільшення або зменшення витрат часу стосовно попереднього періоду (див. рис. 1).

Запропонована модель дає змогу класифікувати систематизувати й представити якісні оцінки такого найважливішого й дефіцитного ресурсу, яким є робочий час; дає підходи до побудови систем автоматизованого обліку й контролю використаного робочого часу, а також аналізу витрат робочого часу з використанням сучасних методів обробки інформації, баз даних і банків знань, формувати керуючі впливи, спрямовані на усунення витрат робочого часу, оперативне вирішення

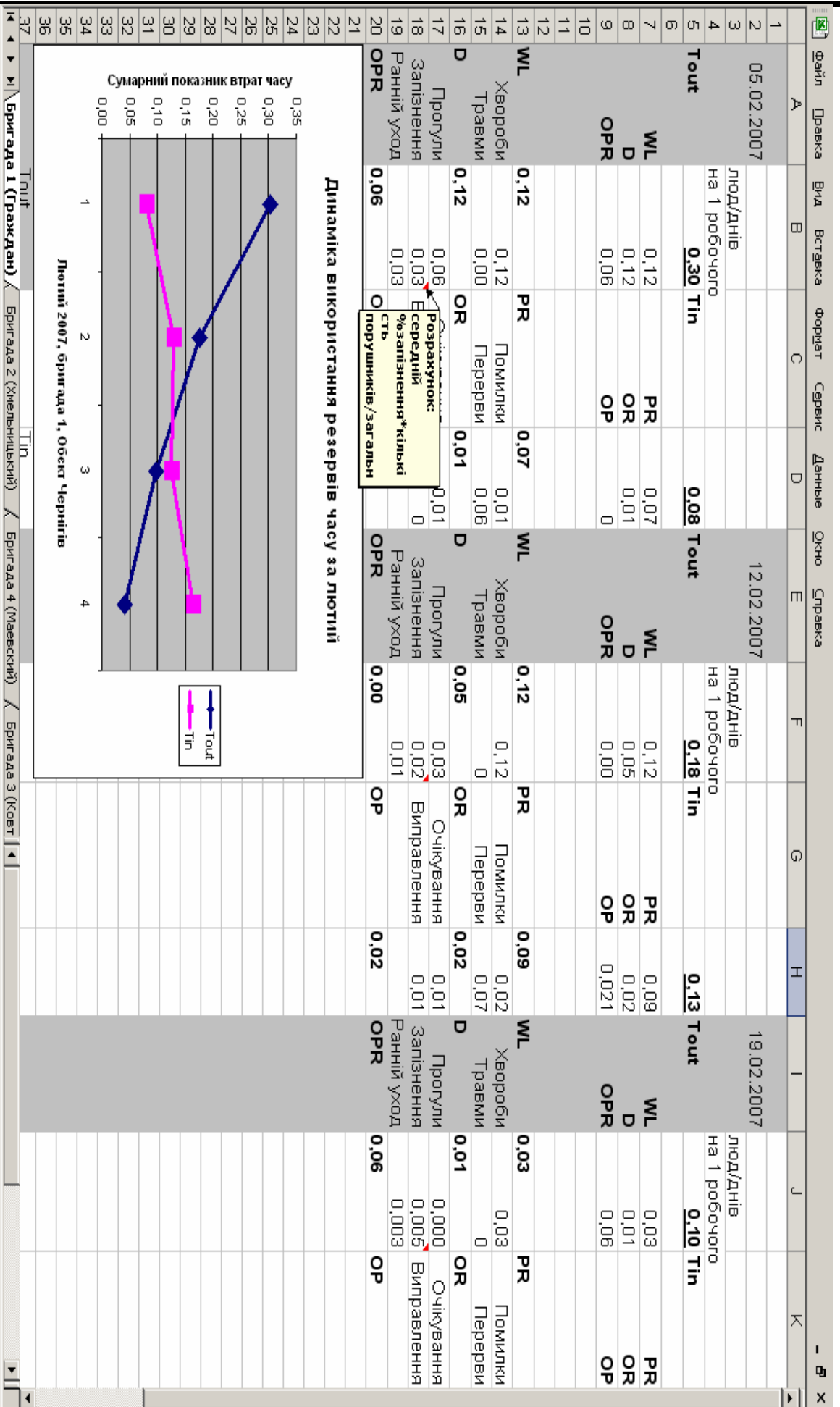


Рис. 1. Система обліку втрат часу. Фрагмент

виникаючих проблем. Особлива перевага запропонованої системи полягає в тому що вона дозволяє поєднати та систематизувати існуючі розрізнені заходи націлені на зниження робочого часу в єдину дієву систему.

Комплексний підхід до скорочення витрат робочого часу крім очевидних результатів як підвищення продуктивності праці та зниження собівартості виконаного обсягу БМР, безпосередньо впливає на соціальний стан та психологічну атмосферу в бригадах та підрозділах. На основі запропонованої моделі стає можливою оцінка наявних резервів щодо зростання продуктивності праці в будівельній галузі та розробка комплексної програми з їх ліквідації шляхом виявлення та врахування факторів які впливають на раціональне використання робочого часу, а також подальший розрахунок досягнутої економії витрат після впровадження організаційно-технологічних, економічних та соціальних заходів.

Література.

1. Гупалов В.К. Управление рабочим временем. – 2-е издание. – М.: Финансы и статистика, 1998. – 240 с.
2. Ісаєнко Ю.В. Алгоритм оцінки резервів робочого часу в будівництві та його використання/Містобудування та територіальне планування. – 2005. -- №21. – С.120-131.
3. Штефан З.Б. Аналіз ефективності використання виробничого потенціалу будівельно-монтажних організацій (на матеріалах корпорації „Укрбуд”): Автореф. Дис. Канд. екон. наук: 08.06.04/Тернопільська академія народного господарства. – Т.: 1999. – 19 с.
4. Ісаєнко Ю.В. Методика оцінки резервів зростання продуктивності праці в будівництві/Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2005. -- №8. – С.99-108.
5. Офіційний сайт Держкомстату України// www.ukrstat.ua.
6. Офіційний сайт Держбуду України <http://www.build.gov.ua/>



УДК 339.03:658.015

Воронецький С.С., аспірант КНУБА

РЕСУРСНО-КАЛЕНДАРНІ МОДЕЛІ ОРГАНІЗАЦІЇ БУДІВНИЦТВА З ІНТЕГРОВАНИМИ ЕЛЕМЕНТАМИ СЕМАНТИЧНИХ ОПИСІВ.

Подано зміст та програмну реалізацію ресурсно-календарної організаційно-технологічної моделі організації будівництва, структура якої включає ряд семантичних параметрів для опису зовнішніх та внутрішніх умов впровадження будівельного проекту.

Суперечливі вимоги щодо якості будівельної продукції, ритмічності виконання будівельно-монтажних робіт (БМР), додержання кошторисної вартості та інші, які висувуються інвестором та іншими провідними учасниками інвестиційного процесу важко забезпечити традиційними інструментами моделювання будівництва. Потреба оновлення традиційних ресурсно-календарних організаційно-технологічних моделей будівництва шляхом формування нового переліку, змісту та порядку розрахунку їх параметрів визначає науково-теоретичну та практичну актуальність даної роботи.

Науково-теоретичні та практичні передумови появи моделей організації будівництва, що описуються в даній роботі, а також основні змістовні модулі моделі викладені у вигляді структурної схеми на рис. 1. Модель пропонує інноваційний підхід до формування та вибору ресурсно-календарних моделей організації будівництва, який передбачається сумісне використання складових моделей, позначених 1 :- 5 на рис.1 Зазначені складові забезпечують синергію моделі організації будівництва та її наближення до реалій будівельного виробництва. Сукупна дія складових моделі має забезпечити врахування зміни запланованих організаційно-технологічних характеристик будівельних проектів в процесі виконання підготовчих, будівельно-монтажних та спеціалізованих робіт.

Зазначені складові забезпечують синергію моделі організації будівництва та її наближення до реалій будівельного виробництва. Сукупна дія складових моделі має забезпечити врахування зміни запланованих організаційно-технологічних характеристик будівельних проектів в процесі виконання підготовчих, будівельно-монтажних та спеціалізованих робіт.

Перша складова моделі пропонує набір «елементарних базових ресурсно-календарних епіюр БМР», призначених для багаторазового застосування по кожному з

елементів-робіт J_s сіткової моделі «роботи-дуги».



Рис.1. Укрупнена схема змістовної конструкції запропонованої моделі організації будівництва.

Перша складова моделі пропонує набір «елементарних базових ресурсно-календарних епіюр БМР», призначених для багаторазового застосування по кожному з елементів-робіт J_s сіткової моделі «роботи-дуги». Така елементарна епіюра будується на відносній часовій абсцисі з відносною вартісною ординатою:

$$Z(J_s, t_1, t_2) = Z_{p3}(J_s) * \dot{T}_{p3}(J_s) * \int_{t_1}^{t_2} \frac{\partial f(t^*)}{\partial t^*} dt^* * K_{std}; t^* = 0; -1;$$

$$Z_{p3}(J_s) = Z(J_s) * f_z(U; AG(q; a)); \quad \dot{T}_{p3}(J_s) = \dot{T}(J_s) * f_T(U; AG(q; a)) \quad (1.2)$$

$$K_{std} * \int_0^1 \frac{\partial f(t^*)}{\partial t^*} dt^* = 1 \quad (1.3)$$

де $Z(J_s)$ – плановий обсяг БМР по даній J_s роботі, тис.грн.

$Z_{p3}(J_s)$ – розрахунковий обсяг по цій же роботі, встановлений як функція двох аргументів, тис.грн.;

$\dot{T}(J_s)$ – планова тривалість виконання БМР, робочі дні;

$\dot{T}_{p3}(J_s)$ – розрахункова тривалість по цій же роботі, функція тих же аргументів, тис.грн

t_1, t_2 – відносні поточні абсциси часу в межах елементарного діапазону $[0; 1]$, частка одиниць;

$f(t^*)$ - функція розподілу інтенсивності виконання БМР, од.⁻¹;

$f_z(U; AG(q; a))$ – номограма, що визначає приріст вартості в залежності від оцінок зовнішнього та внутрішнього середовища впровадження будівельного проекту, наданих відповідно складовими 4.2. та 4.3.;

$f_T(U; AG(q; a))$ - аналогічна номограма для приросту тривалості;



Kstd - коефіцієнт стандартизації, що при інтегруванні забезпечує додержання умови (1.3), залежить від абрису епюри.

U - індекс виробничо-технологічної ідентичності будівельного проекту, результуючий показник складової даної моделі

Стандартний абрис епюри темпів виконання БМР видозмінюються в залежності від оцінок зовнішнього **U** та внутрішнього середовища **AG** впровадження будівельних проектів. Друга складова моделі призначена для оцінки міри унікальності (чи ординарності) функціонально-технічних характеристик будівельного проекту, виробничо-технологічних та інших обставин (умов) виконання БМР з використанням семантичних (лінгвістичних) описів. Параметрична база цієї складової, окрім останніх, використовує експертно-евристичні моделі та методи прямої кількісної оцінки.

Ця складова моделі розроблена з метою забезпечити провідним учасникам інвестиційного процесу - особам, що приймають рішення (ОПР), швидко, лаконічно та, водночас, достовірно, оцінку безпечності впливу зовнішніх та внутрішніх умов обставин впровадження будівельного проекту на хід виконання БМР. Впевнившись, за результатами аналізу джерел, у можливості залучення нечітких описів факторів та нечіткої логіки, для оцінки факторів нижнього рівня застосовано шкалу семантичних описів. Кожен з семантичних описів відображає уявлення ОПР про наслідки впливу того чи іншого фактору певної групи на підсумкові результати проекту. Для семантичних описів створено дискретну семантичну шкалу станів : від «цілком безпечно» до «можна очікувати настання форс-мажорних обставин аж до тривалого призупинення проекту». Кожному елементу семантичної шкали - семантичному стану - ставиться у відповідність елемент дискретної бальної шкали - діапазон від 1 до 9 балів.

Після оцінок впливу фактору на результати впровадження будівельного проекту від семантичної оцінки по кожному фактору переходять до бальної.

Результуючий показник другої складової моделі - індекс виробничо-технологічної ідентичності будівельного проекту **U** одержується наступним чином (2.1)-(2.3) :

$$U_{sg}(exp) = \sum_{d=1..N} U_{sg}(d) * \check{r}(d) / \sum_{d=1..N} \check{r}(d) \quad (2.1),$$

$$U_s = \sum_{g=1..5} U_{sg} * \varphi_g ; \check{u}_s \rightarrow \check{u}_1 - \check{u}_5 ; \quad (2.2)$$

$$U = U_1 * \check{u}_1 + U_2 * \check{u}_2 + \dots + U_5 * \check{u}_5 = \sum_{s=1..5} U_s * \check{u}_s \quad (2.3),$$

де **U_{sg}(d)** - семантична оцінка по **g**-му фактору **s**-ої групи, надана експертом (ОПР) з порядковим номером **d**;

s - порядковий номер групи в ієрархії 2 складової ;

g- порядковий номер фактору в межах групи;

ř(d) - пріоритет експертної думки - раціональне число, яке визначає більшу чи меншу вагу думки експерта порядковим номером в даному складі експертного журі. В даній роботі пріоритет запропоновано визначати в діапазоні [1;2,5].

U_{sg}(exp) - інтегрована в межах даного складу експертного журі (складу ОПР) семантична оцінка по **g**-му фактору **s**-ої групи.

ū_s - кількість факторів в **s**-ій групі;

φ_g - ваговий коефіцієнт, який визначає внесок оцінки по **g**-му фактору **U_{sg}** у груповій оцінці **U_s**.

Якщо оцінки по кожному з факторів мають дискретні значення з табл.1, то групові оцінки, з врахуванням вагових коефіцієнтів, і, нарешті, підсумкова оцінка являтимуть собою раціональні числа в діапазоні [1;9].

Одержавши оцінку **U**, переходять до розрахункових процедур третьої складової «Аналітичний індекс складу та надійності виконавців». Вона призначена достовірно та комплексно оцінити готовність підрядних та субпідрядних організацій до виконання загально-будівельних та спеціальних комплексів БМР. Ця складова передбачає одержання показника, що оцінює готовність організацій-виконавців (генпідрядника та субпідрядників) забезпечити технологічність, ритмічність та якість виконання БМР у відповідності з параметрами. Такий показник **AG** - аналітичний індекс складу та надійності виконавців - пропонується як синтетичний показник, що відображає стан організації за різними проявами виробничо-господарської діяльності. Кожен з цих проявів оцінюється індексом віддаленості/наближення до зразкового (еталонного) значення :

$$AG = \sum_{q=1..N} AG(q) * \delta_q ; \delta_q = Z_q / Z_{БМР} \quad (3.1)$$

$$AG(q) = \sum_{a=1..N} AG(q;a) * \xi_a ; AG(q;a) \leq 1 ; a = 1 - \dots - A \quad (3.2)$$

$$\exists^+ \Rightarrow AG(q;a) = ЛНЗС(q;a) / ЗРq \quad (3.3.a.), \exists^+ \Rightarrow AG(q;a) = ЗРq / ЛНЗС(q;a) \quad (3.3.б.)$$

де

A - кількість будівельних та спеціалізованих організацій в загальному переліку виконавців будівельного проекту ;

q - порядковий номер організації з переліку **A**;

Z_q - обсяг БМР, передбачений для виконання **q**-ою організацією, тис.грн. ;

Z_{БМР} - загальний обсяг БМР по проекту, тис.грн.;

δ_q - частка організації в загальному обсязі БМР , частка одиниці ;

ЛНЗС(q;a) - локальний показник наближення до зразкового стану ;

ЗРq - зразковий (еталонний) показник показник тієї ж природи та виміру, що його **ЛНЗС(q;a)**.



$AG(q;a)$ – індекс наближення результатів діяльності досліджуваної організації до еталонного значення, раціональне число;
 ξ_a – внесок оцінки організації $AG(q;a)$ по окремому a -ому фактору в оцінку $AG(q)$

AG – підсумковий показник третьої складової моделі, оцінює надійність всіх виконавців пропорційно частці виконуваних ними БМР в загальному обсязі.

Поданий в натуральному вимірі показник $ЛНЗС(q;a)$ відображає стан q -ої організації по окремому a -ому аспекту господарської діяльності та позиції на ринку БМР (виробничо-технологічний потенціал, трудовий потенціал, імідж, фінансова надійність, швидкість обертання ресурсів - див. табл.3).

Показник $ЛНЗС(q;a)$ зпівставляється з показником $ЗРq$. Значення останнього вважається зразковим (еталонним) для галузі або ж є прийнятними (задовільними) для інвестора (або іншої ОПР) в даних умовах впровадження будівельного проекту.

Показник $AG(q;a)$ обирається в такий спосіб, щоб наближення до 1 вказувало на наближення будівельної чи спеціалізованої організації як виконавця даного проекту до зразкового стану в оцінці по даному фактору. Якщо поліпшення стану пов'язане із зростанням $ПРЗ(q;a)$, то для $AG(q;a)$ використовують вираз (3.3.a), якщо ні – то (3.3.б).

Наступна, четверта, складова моделі призначена узгодити, „прив'язати” локальні моделі інтенсивності виконання БМР, запропоновані першою складовою, до конкретних організаційно-технологічних та вартісних параметрів будівельного проекту, з врахуванням реалій впровадження проекту та готовності організацій-виконавців.

Завершальна, п'ята, складова моделі забезпечує розробку варіантів моделей організації будівництва, їх оцінка та вибір із застосуванням нового переліку та змісту показників. На завершальному етапі вибирається така альтернатива організації будівництва всього об'єкту, яка забезпечує в цілому найменший рівень відхилень від планових (очікуваних) значень проектних параметрів та дозволить очікувати найвищий для даних умов впровадження проекту рівень рівномірності виконання БМР.

Модель пропонує новий, поетапний підхід у формуванні та виборі альтернатив ресурсно-календарних моделей будівництва, який поліпшує можливості врахування впливу факторів зовнішнього та внутрішнього оточення будівельного проекту і, як наслідок, сприяє зростанню достовірності при прийнятті організаційно-технологічних рішень будівельного виробництва.

Література :

1. Млодецкий В.Р. Показатели управленческой реализуемости строительного проекта //Вісник Придніпровської державної академії будівництва та архітектури.- Дніпропетровськ : ПДАБтаА, 2005.-№1-2- С.69-78.
2. Павлов И.Д., Радкевич А.В., Павлов Ф.И. Организационно-технологические аспекты формирования инвестиционных программ в транспорте строительстве. // Строительство: Сб. научн. тр. ДИИТ.- Вып. 10. – Д.: 2002-С.92-102.
3. Поколенко В.О., Ачкасов І А., Пан М.П. Системотехнічні підходи до формування інвестиційних програм.//Зб. наук. праць “Коммунальное хозяйство городов”. -Вып.47.- С.102-119.-Харків,2003.
4. Саммаха Бассам. Моделі організації будівництва і комп'ютерні засоби прийняття рішень за допомогою теорії нечітких даних.// Фаховий збірник наукових праць “Основи і фундаменти”.-Вип.29.-К.: КНУБА,2005.-С.138-143.
5. Тянь Р.Б., Павлов Ф.И. Выбор варианта инвестирования программы на сетевой структуре. Збірник наукових праць. В.77. Економіка: проблеми теорії та практики. - С.27-36. ДНУ. Дніпропетровськ, 2001.
6. Чертков О.Ю. Організаційно-логістична модель підготовки будівельного виробництва та її програмна реалізація.// Вісник Київського національного університету технологій та дизайну.-Зб. наукових праць (спецвипуск).-Доповіді III Кримської наук.-практ. конф. „Геометричне та комп'ютерне моделювання: енергозбереження, екологія, дизайн.”-К: КНУТД,2006.-С.124-127.

Моделирование технологических процессов

УДК 62-83 (075.8)

Ю.В. Човнюк, канд. техн. наук, доц. КНУБА

**МЕТОД СТРУКТУРНОГО
ПРЕДСТАВЛЕНИЯ НЕПРЕРЫВНЫХ
ЛИНЕАРИЗОВАННЫХ ДИНАМИЧЕСКИХ
СИСТЕМ ЭЛЕКТРОПРИВОДА
ТЕХНИЧЕСКИХ УСТРОЙСТВ
СТРОИТЕЛЬНОЙ ИНДУСТРИИ**

Известно [1-4], что при исследовании динамических систем (и, в частности, непрерывных линеаризованных динамических систем электропривода разнообразных технических устройств), применяемых в строительной технике и технологиях, весьма важным этапом является составление схемы моделирования этих систем. С помощью, например, блок-схемы моделирования можно рациональным образом выбрать переменные состояния, характеризующие поведение указанных выше систем в каждый момент времени.

Целью настоящей работы является составление универсальной схемы моделирования непрерывных линеаризованных динамических систем электропривода технических устройств строительной индустрии на основе метода структурного представления. В данной работе рассмотрена процедура составления универсальной схемы моделирования, работающей при нулевых начальных условиях.

Подобные динамические системы описываются дифференциальным уравнением вида:

$$y^{(n)} + a_{n-1}y^{(n-1)} + \dots + a_1y^{(1)} + a_0y = b_nu^{(n)} + b_{n-1}u^{(n-1)} + \dots + b_1u^{(1)} + b_0u \quad (1)$$

или передаточной функцией:

$$G(p) = \frac{Y(p)}{U(p)} = \frac{b_n p^n + b_{n-1} p^{n-1} + \dots + b_1 p + b_0}{p^n + a_{n-1} p^{n-1} + \dots + a_1 p + a_0} \quad (2)$$

Примем, что:

$$\begin{cases} x_1 = y - \beta_0 u, \\ x_2 = y^{(1)} - \beta_0 u^{(1)} - \beta_1 u = \dot{x}_1 - \beta_1 u, \\ x_3 = y^{(2)} - \beta_0 u^{(2)} - \beta_1 u^{(1)} - \beta_2 u = \dot{x}_2 - \beta_2 u, \\ \dots \\ x_n = y^{(n-1)} - \beta_0 u^{(n-1)} - \beta_1 u^{(n-2)} - \dots - \beta_{n-2} u^{(1)} - \\ - \beta_{n-1} u = \dot{x}_{n-1} - \beta_{n-1} u. \end{cases} \quad (3)$$

Тогда получим:

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = y^{(1)} - \beta_0 u^{(1)} = x_2 + \beta_1 u, \\ \dot{x}_2 = y^{(2)} - \beta_0 u^{(2)} - \beta_1 u^{(1)} = x_3 + \beta_2 u, \\ \dots \\ \dot{x}_{n-1} = y^{(n-1)} - \beta_0 u^{(n-1)} - \dots - \beta_{n-2} u^{(1)} = x_n + \beta_{n-1} u, \\ \dot{x}_n = y^{(n)} - \beta_0 u^{(n)} - \dots - \beta_{n-1} u^{(1)} + \beta_n u = -a_0 x_1 - a_1 x_2 - \\ - \dots - a_{n-1} x_n + \beta_0 u, \\ y = x_1 + \beta_0 u, \end{cases} \quad (4)$$

где

$$\begin{cases} \beta_0 = b_n; \beta_1 = b_{n-1} - a_{n-1}\beta_0; \beta_2 = b_{n-2} - a_{n-1}\beta_1 - a_{n-2}\beta_0, \dots, \\ \beta_n = b_0 - a_{n-1}\beta_{n-1} - a_{n-2}\beta_{n-2} - \dots - a_1\beta_1 - a_0\beta_0. \end{cases} \quad (5)$$

Введём вектор:

$$X = [x_1, x_2, \dots, x_n]^T, \quad (6)$$

тогда получим описание пространства состояния анализируемой системы:

$$\begin{cases} \dot{X} = A \cdot X + B \cdot u, \\ y = C \cdot X + d \cdot u, \end{cases} \quad (7)$$

где

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & \dots & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & 1 \\ -a_0 & -a_1 & \dots & \dots & -a_{n-1} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ \dots \\ \beta_n \end{bmatrix}, \quad C = [1, 0, \dots, 0], \quad d = \beta_0 = b_n. \quad (8)$$

Подобный подход к моделированию изучаемых систем чрезвычайно удобен и пригоден, в особенности, для систем модального управления.

Рассмотрим несколько примеров.

1. Пусть дана замкнутая система с передаточной функцией:

$$W(p) = \frac{9,0 \cdot p + 0,64}{p^3 + 0,3 \cdot p^2 + 9,6 \cdot p + 0,64}, \quad p \equiv \frac{d}{dt}, \quad (9)$$



где t – время.

Схему моделирования такой системы легко представить в Matlab. В пространстве состояний она имеет вид (7), где

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix}, \quad a_{11} = a_{21} = a_{22} = a_{13} = 0, \quad a_{12} = a_{23} = 1, \quad a_{31} = -0,64; a_{32} = -9,6; a_{33} = -0,3;$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 9 \\ -2,06 \end{bmatrix}, \quad C = [1 \ 0 \ 0], \quad d = 0. \quad (10)$$

2. Передаточные функции электромагнитного усилителя (ЭМУ), работающего совместно с исполнительным двигателем (ИД) постоянного тока независимого возбуждения, приведены в [1]:

$$W(p) = \frac{k_y}{(T_M T_a p^2 + T_M p + 1) \cdot (T_y p + 1)}, \quad (11)$$

где

k_y – передаточный коэффициент (коэффициент усиления) ЭМУ по управляющему воздействию; T_M – механическая постоянная времени двигателя; T_y – постоянная времени цепи управления; T_a – постоянная времени якорных цепей ЭМУ-ИД.

Передаточная функция по отношению к возмущающему воздействию $V(p)$ представляет собой:

$$V(p) = -\frac{k_f \cdot (T_y p + 1) \cdot (T_a p + 1)}{(T_M T_a p^2 + T_M p + 1)(T_y p + 1)}, \quad (12)$$

где k_f – передаточный коэффициент ЭМУ по возмущающему воздействию.

Схему моделирования ЭМУ-ИД также легко представить в Matlab. В пространстве состояний (7) для (11) и (12) получим:

Для (11) –

$$A = \| \| a_{ij} \| \|, \quad (i, j) = 1, 2, 3; \quad a_{11} = a_{13} = a_{21} = a_{22} = 0; \quad a_{12} = a_{23} = 1;$$

$$a_{31} = -\frac{1}{T_M T_a T_y}; \quad a_{32} = -\frac{(T_M + T_y)}{T_M T_a T_y}; \quad a_{33} = -\frac{(T_a + T_y)}{T_a T_y}; \quad d = 0;$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{k_y}{T_M T_a T_y} \end{bmatrix}; \quad C = [1; 0; 0]$$

(13)

для (11)- матрицы A и C совпадают с (13), $d = 0$, а для матрицы B получим:

$$B = [\beta_1; \beta_2; \beta_3]^T, \quad (14)$$

$$\beta_1 = -\frac{k_f}{T_M}; \quad \beta_2 = -\frac{k_f \cdot (T_y + T_a)}{T_M T_a T_y} + \frac{(T_a + T_y) \cdot k_f}{T_a T_y T_M}; \quad \beta_3 = -\frac{k_f}{T_M T_a T_y} + \frac{(T_M + T_y) \cdot k_f}{T_M^2 \cdot T_a \cdot T_y}.$$

(15)

3. В анализе механической части электропривода различных технических устройств строительной индустрии [5] принято её представлять как сложный объект, состоящий из цепочки интегрирующих звеньев, замкнутых перекрёстными внутренними обратными связями. Пользуясь известными методами преобразования структурных схем и определения передаточных функций для замкнутых обратными связями контуров [6,7], получим передаточную функцию механической части электропривода (в пределах модели трёхмассовой упругой системы) по управляющему воздействию при выходной переменной $\omega_1(p)$ (ω_1 – угловая скорость вращения ротора двигателя):

$$W_{\omega_1}(p) = \frac{\omega_1(p)}{M(p)} = \frac{J_2 J_3 p^4 + [c_{23} \cdot (J_2 + J_3) + c_{12} \cdot J_3] p^2 + c_{12} \cdot c_{23}}{p(J_1 J_2 J_3 p^4 + [J_1 c_{23} (J_2 + J_3) + J_3 c_{12} (J_1 + J_2)] p^2 + c_{12} c_{23} (J_1 + J_2 + J_3))}, \quad (16)$$

где M – электромагнитный момент, приложенный к ротору двигателя; $J_{1,2,3}$ – суммарные приведенные моменты инерции массы ротора и жёстко связанных с ним элементов промежуточной массы, а также нагрузки двигателя, соответственно; c_{12}, c_{23} – эквивалентные приведенные жесткости, связывающие соответствующие массы (первую со второй, а также вторую с третьей, соответственно).

Тогда в представлении (7) получим для этого примера:

$$a_0 = 0; \quad a_1 = \frac{c_{12} c_{23} \cdot (J_1 + J_2 + J_3)}{J_1 J_2 J_3}; \quad a_2 = 0; \quad a_3 = \frac{[J_1 c_{23} \cdot (J_2 + J_3) + J_3 c_{12} (J_1 + J_2)]}{J_1 J_2 J_3}; \quad a_4 = 0; \quad b_0 = \frac{c_{12} c_{23}}{J_1 J_2 J_3};$$

$$b_1 = 0; \quad b_2 = \frac{c_{23} \cdot (J_2 + J_3) + c_{12} J_3}{J_1 J_2 J_3}; \quad b_3 = 0; \quad b_4 = \frac{1}{J_1}; \quad b_5 = 0. \quad (17)$$

Тогда матрица A имеет $\dim A = [5 \times 5]$; $\dim B = [5 \times 1]$; $C = [1; 0; 0; 0; 0]$; $d = 0$.

Элементы матриц A и B легко найти по соотношениям (1)-(5).

Выводы

1. Метод структурного представления непрерывных линеаризованных динамических систем электропривода различных технических устройств строительной индустрии позволяет рациональным образом выбирать переменные состояния, характеризующие поведение указанных систем в каждый момент времени.
2. Предложен алгоритм составления универсальной схемы моделирования указанных выше систем, работающей при нулевых начальных условиях.
3. Подобный подход можно использовать для создания, уточнения и совершенствования существующих инженерных методик расчёта таких систем и, в особенности, переходных процессов, протекающих в них.

Литература

1. Иванов В.А. и др. Математические основы теории автоматического регулирования. – М.: Высшая школа, 1971. – 808с.
2. Методы классической и современной теории автоматического управления: Учебник в 3-х т. – Т.2: Синтез регуляторов и теория оптимизации систем автоматического управления/Под ред. Н.Д. Егупова. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 736с.
3. Linear System Theory (Second Edition)/Zheng Dazhong. – Beijing: TUP, 2000. – 706p.
4. Чанцин Ван, Ниншен Гуо. Структурное представление непрерывных линейных динамических систем//Естественные и технические науки. – 2005. - №1. – С. 131-134.
5. Ключев В.И. Теория электропривода. – М.: Энергоатомиздат, 1985. – 560с.
6. Теория автоматического управления/Под ред. А.В. Нетушила. – М.: Высшая школа, 1968. – Ч. I. – 424с.; 1972. – Ч. II. – 430с.
7. Бесекерский В.А., Попов Е.П. Теория систем автоматического регулирования. – М.: Наука, 1972. – 450с.

УДК 621.513

Аспірант Д.О. ГОРДА (КНУБА)

СИСТЕМИ ІНТЕЛЕКТУАЛЬНОГО КОНТРОЛЮ Й САПР ГСРП

Побудовано концепцію інтелектуального контролю стану ГСРП із метою створення системи оптимального керування в процесі проектування й експлуатації ГСРП[1].

На практиці системи контролю й технічної діагностики ГСРП здійснюють безпосередній поточний контроль стану ГСРП по відносно простих алгоритмах на основі порівняння значень вимірюваних параметрів із заданими величинами. У цей час проводяться роботи над створенням систем, що спеціалізуються на декількох видах дефектів або аварій [3], засновані тільки на штатних засобах контролю й не забезпечують контроль і діагностику стану ГСРП у цілому.

Системи інтелектуального контролю за рахунок більше точного обліку досвіду експлуатації ГСРП дозволяють вирішувати на етапі проектування ряд важливих завдань виявлення вузьких місць у конструкції ГСРП, синтезу нових технічних і конструктивних рішень.

В основу розглянутої в даній статті концепції системи інтелектуального контролю стану ГСРП із метою оптимального керування в процесі проектування й експлуатації ГСРП покладений принцип самоорганізації системи інтелектуального контролю, що сполучить ідентифікацію заздалегідь вивчених динамік станів ГСРП і розпізнавання з наступною класифікацією невідомих станів ГСРП, синтез оптимального керування як у режимі реальної експлуатації, так і в процесі проектування ГСРП. Тим самим визначаються засоби інтелектуальних систем контролю стану ГСРП у цілому що дозволяють здійснювати автоматизацію аналізу, класифікації й створення баз знань станів ГСРП у взаємозв'язку контрольованих параметрів, з метою побудови діагностичних систем, систем керування й автоматизації проектування ГСРП.

Реалізація концепції інтелектуальної системи контролю стану ГСРП як підсистеми САПР ГСРП здійснена у вигляді(Рис.1) взаємно зв'язаної сукупності систем моніторингу й обробки з урахуванням аналізу вірогідності й відновлення вимірюваних експериментальних даних (значень параметрів), формування й вивчення передісторії функціонування ГСРП, ідентифікації стану ГСРП і його динаміки, прогнозування стану ГСРП, вироблення управлінського рішення й включають засобу здійснюючі:

- моніторинг і обробка з урахуванням аналізу вірогідності й відновлення вимірюваних експериментальних даних (значень параметрів) ГСРП;

Здійснення вибору параметрів, за умови забезпечення заданого рівня інформативності даних, що збирають, на основі мінімальної кількості й оптимальної схеми установки датчиків, визначається поставленими завданнями й зонами максимального прояву параметрів і на основі наявних у цей час результатів розрахунково-експериментальних досліджень. Точність і вірогідність вимірів параметрів у системі інтелектуального контролю здобувають вирішальне значення.

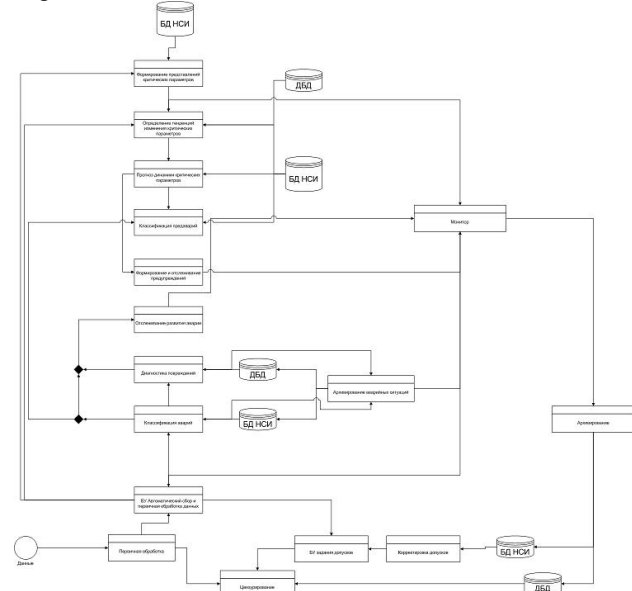


Рис.1

Первинна статистична обробка параметрів, що відслідковують, складається в перевірці їхньої приналежності припустимому інтервалу або задоволення умовам безперервності розвитку подій.

Вторинна статистична обробка контрольованих параметрів складається у відновленні або згладжуванні значень параметрів з урахуванням передісторії.

З метою здійснення діагностики й прогнозування технічного стану такої складної системи, як ГСРП, найбільш ефективним є метод послідовних подій [2]. Крім інформації про елементи конструкції ГСРП, так само зберігається інформація про типи встановлених на них первинних датчиків, їхній кількості й місцях установки.

- ідентифікація стану ГСРП і його динаміки, формування й вивчення передісторії функціонування ГСРП;

Еталонні значення параметрів ГСРП, що включають паспортних даних, даних випробувань, значення параметрів, що відповідають різним аномаліям технічних станів ГСРП, а також процесів, що приводять до цих аварій і ушкоджень, у сукупності з методами кореляційного аналізу й теорії розпізнавання образів на основі адаптивності систем інтелектуального контролю дозволяють здійснювати ідентифікацію станів ГСРП у цілому, а також на етапі проектування визначити

якість конструкцій за рахунок методів імітаційного моделювання ГСРП.

Ефективне використання перерахованих методів можливо лише на основі факторного аналізу параметрів, що відслідковують, у процесі математичного й фізичного моделювання процесів, дефектів у ГСРП або імітації дефектоутворень попередньо проведеного в САПР на етапі конструювання ГСРП.

- прогнозування стану ГСРП,

Прогнозування стану вузлів і ГСРП у цілому при зміні ресурсу роботи й при відслідковують тенденціях, що, динаміки ГСРП у системах інтелектуального контролю здійснюється на підставі хронології технічного стану ГСРП, рішення завдання ідентифікації припустимий і поточний образи технічного стану ГСРП тенденцій його розвитку щодо можливого параметрично близького аварійного стану ГСРП. У завданнях САПР ГСРП ця система дозволяє модельно оцінити надійність і ресурсну стійкість конструкторських рішень.

- управлінські рішення;

Точне значення поточного технічного стану і його прогнозування дає можливість синтезувати оптимальну стратегію керування роботою ГСРП у процесі його експлуатації або дозволяє ухвалювати рішення щодо конструкції ГСРП на підставі аналізу моделі ГСРП на етапі проектування.

За рахунок можливості самонавчання розпізнаванню образів технічних станів ГСРП, ведучих до аварійних ситуацій, система інтелектуального контролю й діагностики дозволяє здійснити в режимі реального часу визначення основних факторів і тенденцій розвитку аварійних ситуацій, а в режимі САПР-здійснити вибракування невірних конструкторських рішень.

Створення й впровадження системи інтелектуального контролю в загальну САПР ГСРП як її підсистеми дозволить здійснювати ранню й оперативну діагностику технічного стану ГСРП і виявляти тенденції його зміни в процесі експлуатації, прогнозувати й розраховувати вплив нових конструкторських рішень ГСРП у цілому.

Система інтелектуального контролю стану ГСРП у сполученні з імітаційними моделями ГСРП у рамках САПР ГСРП дозволить визначати й описувати нових факторів динамік і станів ГСРП, будувати оптимальні плани проведення імітаційних експериментів за рахунок зменшення розмірності простору й кількості статистичних випробувань.

Література.

1. Пелевін Л.Є., Горда О.В., Горда Д.О. Дослідження математичної моделі гідромеханічного слідкуючого приводу. Гірничі, будівельні, дорожні та меліоративні машини. Випуск 63 – К.: КНУБА. 2004 С.35 – 42.

2. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных умов. Изд. 2-й, переробіт, і доп. М.: Наука, 1976, 279 с.

3. Минів В. В., Чернова Н.А. Статистичні методи планування екстремальних експериментів. М.: Наука, 1965, 340 с.



ПРАВИЛА ПІДГОТОВКИ РУКОПИСІВ

1. В журналі друкуються наукові роботи за розділами: фундаментальні основи будівельної, гірничої і дорожньої техніки; механізація трудомістких робіт; нова будівельна, дорожня і гірнична техніка (вітчизняна і закордонна); автоматизація, комп'ютеризація і модернізація технологічних процесів і машин в цивільному, промисловому, дорожньому і меліоративному будівництві; стандартизація, експлуатація і ремонт будівельної, гірничої і дорожньої техніки; аварійно-рятувальна і інженерна техніка; основні законодавчі акти і постанови відносно цього переліку.
2. Матеріали статті, що представляють в редакцію, повинні мати: супровідний лист керівництва організації; рекомендацію відповідного підрозділу (завірену виписку з протоколу засідання кафедри); експертний висновок про можливість опублікування, оформлений в організації, звідки виходить рукопис; дозвіл Держпатенту на відкриті 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. Ілюстрації вставляють в текст без зв'язків із файлами-оригіналами.

7. Необхідно уникати застосування громіздкого математичного апарату. Формули в тексті набирають у Microsoft Equation 3 (розміром 12-7-5-16-12). Змінні, що позначаються латинськими літерами, друкуються курсивним шрифтом. Змінні, що позначаються символами грецької абетки або кирилиці, а також індекси слід подавати прямим шрифтом.

Нумерація формул — по правому краю.

8. Посилання на літературу дають у квадратних дужках; бібліографічний опис — згідно з вимогами держстандарту (приклади подані в Бюлетені ВАК України, № 2, 2000, С.61-62). В список вносять тільки опубліковані роботи.

9. Рукописи, не прийняті до опублікування, авторам не повертаються. Редакція має право скорочувати і вносити редакційні зміни тексту рукописів. Коректура статей авторам не надається. Гонорар за опубліковані статті не виплачуються.

10. Рукописи, що не задовольняють перерахованим вимогам, до розгляду не приймаються.

Наукове видання

ТЕХНІКА БУДІВНИЦТВА

Науково-технічний журнал

Випуск 20

Підписано до друку
Умовн. друк. арк. 12.04

Формат 60×84 1/8
Обл.-вид. арк. 12.5

Папір офсетний. Друк різогр.
Тираж 200. Зам. №

Адреса редакції: 03037, м. Київ, Повітрофлотський просп., 31, т. 241-5447, т/ф. 252-4214