

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»**

**Грабовський Андрій Володимирович**

УДК 534.1:539.3

**УДАРНА ВЗАЄМОДІЯ ТА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ВІБРОУДАРНИХ  
МАШИНАХ З ЧАСТКОВИМ РУЙНУВАННЯМ  
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ВАНТАЖУ**

Спеціальність 05.02.09 – динаміка та міцність машин

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2011

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України.

Науковий керівник: доктор технічних наук, професор  
**Ткачук Микола Анатолійович**,  
Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
завідувач кафедри теорії і систем  
автоматизованого проектування механізмів і машин

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Ярошевич Микола Павлович**,  
Луцький національний технічний університет,  
м. Луцьк,  
завідувач кафедри теорії механізмів машин та  
деталей машин

доктор технічних наук, професор  
**Воробйов Юрій Сергійович**,  
Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного  
НАН України, м. Харків,  
завідувач відділу нестационарних механічних процесів

Захист відбудеться «23» лютого 2011р. о 16<sup>30</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.10 у Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21

Автореферат розісланий «21» січня 2011р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

\_\_\_\_\_

В.Г. Сукіасов

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Сучасні машини проектуються для виконання все більш широкого спектру функцій. Це змушує конструкторів розширювати принципи роботи нових машин. Зокрема, зараз різко зростають області застосування вібраційних машин. Вони використовуються як транспортні та технологічні машини у різних галузях промисловості: в металообробці, в металургії, в обробці будівельних матеріалів, у сільському господарстві та переробці сільськогосподарської продукції. Цьому сприяють унікальні особливості вібраційних машин, зумовлені специфічними властивостями нелінійних динамічних систем. У той же час зростаючі вимоги до технічних характеристик, а також інтенсифікація режимів експлуатації вібромашин призводять до різкого зростання їхньої динамічної навантаженості. При цьому особливе значення дані фактори мають для важких вібраційних машин, зокрема, віброударних, тому що при цьому традиційні підходи до моделювання динамічних процесів і напружено-деформованого стану не дають адекватних результатів. У цьому контексті особливе значення набувають питання визначення сил ударної взаємодії вібромашини з технологічним вантажем (який транспортується) при його частковому руйнуванні, оскільки в багатьох віброударних системах такого типу не можна заздалегідь установити параметри основних їх елементів. Наприклад, для великотоннажних вібраційних машин, призначених для вибивки земляних грудок з вилівки великої маси, дуже високі ударні навантаження при ударній взаємодії падаючого вантажу з машиною. Процес ударної взаємодії відбувається при частковому руйнуванні земляної суміші з неоднорідними за об'ємом властивостями матеріалу. При цьому навіть для однорідного матеріалу розрахунковим шляхом важко визначити нелінійний закон зміни сили ударної взаємодії від зближення та відносної швидкості машини з технологічним вантажем, оскільки матеріал земляної грудки частково ущільнюється, частково розпушується, а частково видаляється. Це створює в поєднанні з випадковим характером всіх цих процесів ситуацію невизначеності, яка не дає можливості обчислення тривалості ударної взаємодії і амплітуди діючих навантажень, а, значить, і виникаючих в елементах машини напружень.

Таким чином, виникає *актуальна* задача розробки *удосконалених* підходів, методів і моделей, а також виявлення особливостей динамічних процесів у віброударних машинах з нелінійними неутримуючими зв'язками, розподілу сили ударної взаємодії при його частковому руйнуванні і залежності напружено-деформованого стану елементів вібромашин від параметрів елементів віброударної системи. Це завдання поставлено і розв'язано в дисертаційній роботі.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дисертаційна робота виконувалась на кафедрі теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин у НТУ „ХПІ”. Дослідження проводилися згідно з планом фундаментальних і прикладних держбюджетних науково-дослідних робіт МОН України: „Розробка теоретичних основ комп'ютерних кластерних технологій та унікального програмно-апаратного комплексу для дослідження складних та надскладних механічних систем” (ДР № 0107U006813), а також згідно з договором про науково-технічне співробітництво з ВАТ "Головний спеціалізований конструкторсько-технологічний інститут" (ВАТ "ГСКТИ", м. Маріуполь), і господарським договором "Розробка математичної, геометричної і скінченно-елементної моделі для дослідження динаміки та напружено-деформованого стану вибивної

машини" (ВАТ "ГСКТИ"), де здобувач був виконавцем окремих етапів.

**Мета і завдання дослідження.** *Метою роботи є вдосконалення методів визначення сил ударної взаємодії у віброударних машинах на основі розрахунково-експериментальної ідентифікації залежності даних сил від параметрів стану динамічної системи. Для досягнення цієї мети в роботі розв'язані наступні завдання:*

- аналіз та узагальнення методів моделювання динамічних процесів у віброударних системах і обґрунтування шляхів розв'язання задачі;
- розробка перспективних підходів і моделей для дослідження взаємодії елементів у віброударних машинах з нелінійними неутримуючими зв'язками при частковому руйнуванні технологічного вантажу;
- аналіз впливу параметрів віброударної системи на характеристики вібраційних процесів, на зусилля ударної взаємодії та на їх тривалість;
- розв'язання прикладних задач числового моделювання динамічних процесів і напружено-деформованого стану елементів віброударних машин;
- розрахунково-експериментальне визначення параметрів динамічних процесів, а також впровадження результатів дисертаційних досліджень у виробництво.

*Об'єкт дослідження:* процес і зусилля ударної взаємодії у віброударних машинах.

*Предмет дослідження:* моделі для розрахунково-експериментального визначення сили ударної взаємодії, а також залежності характеристик часових розподілів сили ударної взаємодії від фізико-механічних характеристик динамічної системи.

*Методи дослідження.* Усі теоретичні розробки дисертаційної роботи базуються на методах теоретичної та аналітичної механіки, теорії коливань, теорії пружності, методу скінчених елементів (МСЕ), методу динамічної електротензометрії, теорії тривимірного геометричного параметричного твердотілого і поверхневого моделювання. Шляхом поєднання цих методів і теорій були побудовані математичні моделі для опису динаміки і характеристик системи, таких як характер розподілу внутрішніх зусиль ударної взаємодії, тривалість імпульсу і т.п. За отриманими функціями розподілу зусиль досліджується напружено-деформований стан (НДС), що виникає у вібромашинах при різних режимах роботи. Числові дисертаційні дослідження проводилися з використанням програмного комплексу ANSYS, ліцензію на який НТУ "ХПІ" отримав в 2010 р. при підтримці фірми EMT U (м. Київ), а також із залученням SolidWorks (ліцензійний сертифікат на використання програмного забезпечення № SEN0213 18/02-2006, серійний номер ліцензії 9710 0044 1189 7468).

**Наукова новизна одержаних результатів** полягає у наступному:

- Розроблено новий підхід і модель для визначення сил ударної взаємодії у віброударних машинах при частковому руйнуванні технологічного вантажу шляхом розкладання шуканої сили в ряд з невідомими коефіцієнтами, які обчислюються в ході розрахунково-експериментальних досліджень.

- Запропоновані функціонали для розв'язання задач ідентифікації параметрів віброударної системи: лінійна та квадратична невідповідність розрахункових та експериментальних часових розподілів сили ударної взаємодії, її максимальне значення та тривалість ударної взаємодії.
- Визначено вплив різних компонент у розкладанні сили ударної взаємодії на її часовий розподіл, максимальні значення та тривалість. Встановлено також, що зміна фізико-механічних характеристик дуже сильно (на порядки) впливає на динамічні характеристики віброударної системи.
- Встановлено, що залежно від фізико-механічних параметрів системи в ній можливі рівноударні або різноударні субгармонійні сталі періодичні режими руху.
- Запропонована перспективна структура розрахунково-експериментальних досліджень сили ударної взаємодії у віброударних системах і напружено-деформованого стану у віброударних машинах, що поєднує в єдиному процесі ідентифікацію параметрів віброударної системи та синтез раціональних параметрів машини.
- Науково обґрунтовані параметри вдосконаленої віброударної машини для вибивки великого вагонного литва.

**Практичне значення одержаних результатів** для машинобудування полягає у створенні нових математичних моделей для визначення динамічних характеристик віброударної системи, які дають можливість обчислювати внутрішні зусилля, що виникають в системі. Це дає змогу уточнювати її динамічні характеристики, а також досліджувати напружено-деформований стан елементів конструкції вібромашин при різних режимах роботи. Створений програмно-модельний комплекс для дослідження динамічних характеристик і НДС інерційної вибивної машини з дебалансним приводом, структура та параметри якої були обґрунтовані на основі результатів числових досліджень та яка згодом була впроваджена у складі автоматизованої формувальної лінії для вибивки великого вагонного литва на ВАТ "Азовмаш", забезпечивши тим самим надійну і високопродуктивну роботу всієї унікальної лінії без простоїв.

Запропоновані підходи, методи, моделі, основні результати досліджень, спеціалізований програмно-модельний комплекс, а також рекомендації щодо обґрунтування структури і параметрів вібромашин та їх виготовлення впроваджено у практику проектування та виготовлення обладнання подібного типу на ВАТ "ГСКТІ" і ВАТ "Азовмаш". Результати досліджень також були впроваджені в науково-дослідні роботи за держбюджетними темами МОН України та у навчальний процес в НТУ "ХПІ".

Важливою особливістю отриманих результатів є можливість їх розповсюдження на широкий клас віброударних систем і вібромашин.

**Особистий внесок здобувача.** Усі положення дисертації, винесені на захист, розроблені здобувачем самостійно. Проведені наступні дослідження: аналіз і узагальнення розрахунково-експериментальних досліджень робочих навантажень, напружень і деформацій металоконструкції вибивної машини; розробка нових підходів і комплексних математичних моделей динамічних процесів у віброударних системах і напружено-деформованого стану в елементах вібраційних машин; розробка методів, моделей та алгоритмів для аналізу впливу параметрів віброударної системи на характе-

ристики динамічних процесів; створення спеціалізованого програмно-модельного комплексу та розв'язання з його використанням прикладних задач моделювання динамічних процесів і напружено-деформованого стану в інерційних машинах; розробка рекомендацій з проектування та вдосконалення інерційних віброударних машин; удосконалення розрахунково-експериментального методу для уточнення характеру динамічної поведінки віброударних машин. Загальна постановка та аналіз результатів здійснювався спільно з науковим керівником.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати і положення роботи доповідалися на: 2-у Міжнародному з'їзді по теорії механізмів і машин, (м. Харків, 2005 р.), XIV - XVIII міжнародних науково-практичних конференціях (МНТК) „Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я” (м. Харків, 2006 р. - 2010 р.); 13й і 14й МНТК „Фізичні і комп'ютерні технології” (м. Харків, 2007 - 2008 р.); VIII і IX міжнародних симпозиумах українських інженерів-механіків (м. Львів, 2007 р., 2009 р.); МНТК „Машинобудування та техносфера XXI століття” (м. Севастополь, 2007 р.); 9й щорічній міжнародній конференції SolidWorks в Росії по САПР/PLM (м. Москва, 2007 р.); III Білоруському конгресі з теоретичної механіки і прикладної математики (м. Мінськ, 2007 р.); МНТК пам'яті академіка В. І. Моссаковського „Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій” (м. Дніпропетровськ, 2007 р.); 1-й МНТК, присвячений 90-річчю Національної академії наук України „Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівельних конструкцій” (м. Львів, 2008 р.); II МНТК молодих фахівців «Азовмаш - 2008» за участю ЮНЕСКО (м. Маріуполь, 2008 р.); МНТК «Проблеми якості та довговічності зубчастих передач, редукторів, їх деталей і вузлів» (м. Севастополь, 2009-2010 р.); МНТК «Університетська наука 2010» (м. Маріуполь, 2010 р.); 3-й МНТК з нелінійної механіки (м. Харків, 2010 р.).

**Публікації.** Основні положення і результати дослідження за темою дисертаційної роботи опубліковані в 16 наукових працях, серед яких 12 статей у наукових фахових виданнях ВАК України.

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, п'яти розділів, висновків, додатків, списку використаних літературних джерел. Повний обсяг дисертації складає 181 сторінку, 82 рисунки у тексті, 139 рисунків на 30 окремих сторінках, 3 додатки на 6 сторінках, 120 найменувань використаних літературних джерел на 14 сторінках.

## **ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ**

У **вступі** викладена актуальність теми дисертації, її теоретична і практична цінність, сформульована мета та основні завдання досліджень.

У **першому розділі** проведено аналіз існуючих конструкцій віброударних систем, виявлено існування величезного розмаїття типів і схем вібромашин. Визначено методи обчислення сил взаємодії у віброударній системі. У дослідження віброударних систем значний вклад внесли такі учені, як К.В. Аврамов, П.М. Аксенов, В.А. Баженов, Є.М. Барчан, І.І. Блехман, Ю.С. Воробйов, І.І. Герега, А.І. Горський, О.М. Гузь, О.М. Дмитроченко, В.З. Дятчин, А.П. Зіньковський, Р.М. Козулькевич, В.Д. Кубенко, Е.Е. Лавендал, Є.С. Лапшин, В.О. Ленда, І.В. Матвеєнко, Ю.В. Міхлін, В.П. Нісонський, Я.Г. Пановко, Д.Ю. Погорелов, К.С. Рагульскіс, Л.І. Сердюк, К.М. Степанов, В.П. Франчук, В.М. Шопа, В.Б. Яковенко, М.П. Ярошевич та ін. Оскільки універсальні методи роз-

рахунку віброударних систем розроблені недостатньо, виникає актуальна науково-практична задача удосконалення методів моделювання динамічних процесів в досліджуваних віброударних системах, створення нових моделей для визначення ударних зусиль і напружено-деформованого стану елементів віброударних машин. У розділі намічені шляхи вирішення цього завдання і визначені етапи дисертаційних досліджень.

У розділі 2 описані підходи, методи та моделі динамічних процесів у віброударних системах з нелінійними неутримуючими зв'язками, а також підхід до дослідження напружено-деформованого стану віброударних машин.

При прийнятті проектних рішень щодо обґрунтування структури і параметрів віброударних машин виникають дві взаємопов'язані задачі: моделювання динамічних процесів віброударної взаємодії та аналізу напружено-деформованого стану елементів машин у процесі впливу технологічних та експлуатаційних сил.

У запропонованій роботі пропонується застосувати математичну модель змінної структури, це дозволить охопити широкий клас ВУС, і при всьому цьому буде забезпечена її адекватність і точність, а також ефективна числова реалізація.

Традиційний підхід до опису руху цієї системи (рис. 1) полягає в тому, що досліджуваний процес розбивається на дві частини: роздільний рух тіл 1, 2 і їх акт взаємодії.

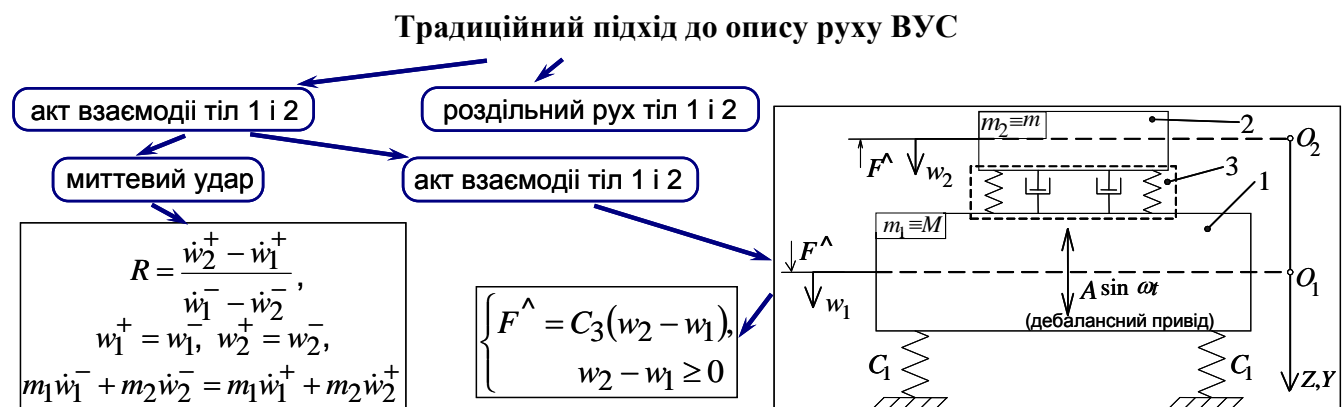


Рис. 1. Традиційний підхід

Перший з етапів звичайно не викликає труднощів при описі, який часто представляється в аналітичному вигляді. При описі другого етапу зазвичай застосовуються 2 підходи: I) Акт взаємодії розглядається як короткочасний удар. При цьому сам процес взаємодії ніяк не досліджується, а описуються тільки його наслідки (коефіцієнт відновлення  $R$ ). Цей підхід не може бути коректно застосований для дослідження віброударних систем, у яких  $m_2$  порівнянна з  $m_1$ , а умови взаємодії суттєво змінюються з часом; II) При виконанні умови  $w_1 = w_2$  включаються в розгляд односторонні зусилля. Цей підхід позбавлений від принципових недоліків підходу I, однак істотним його недоліком є постулювання виду залежності сили взаємодії тіл 1 і 2 від змінних стану динамічної системи.

У зв'язку з цими особливостями пропонується встановлювати залежності сил взаємодії ланок 1 і 2 (1) у віброударній системі не апріорно, а на основі аналізу та узагальнення серії експериментальних досліджень, виконаних для великої вибірки випробувань віброударної системи:

$$F = F(\zeta(t) \equiv (w_1 - w_2), \dot{\zeta}), \quad (1)$$

$$F = \sum_{i,j=0}^{\infty} \alpha_{ij} \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}). \quad (2)$$

Тут  $\alpha_{ij}$  - шукані коефіцієнти, а  $\varphi_i, \psi_j$  - базисні функції.

Враховуючи, що вибір функцій  $\varphi_i, \psi_j$  диктується характером взаємодії у віброударній системі, то саме за рахунок вдалого їх вибору забезпечується швидка збіжність ряду (2) у тому чи іншому конкретному випадку. Шуканими в даному контексті є коефіцієнти  $\alpha_{ij}$ .

Зокрема, як функціональний ряд можна прийняти ряд Тейлора:

$$\begin{aligned} F(\zeta, \dot{\zeta}) &= F(0,0) + \frac{\partial F}{\partial \zeta} \zeta + \frac{\partial F}{\partial \dot{\zeta}} \dot{\zeta} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 F}{\partial \zeta^2} \zeta^2 + \frac{\partial^2 F}{\partial \zeta \partial \dot{\zeta}} \zeta \dot{\zeta} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 F}{\partial \dot{\zeta}^2} \dot{\zeta}^2 + \dots = \\ &= \alpha_{00} + \alpha_{10} \zeta + \alpha_{01} \dot{\zeta} + \alpha_{20} \zeta^2 + \dots \end{aligned} \quad (3)$$

З фізичних міркувань сила  $F = F(\zeta, \dot{\zeta})$  при нульових значеннях  $\zeta, \dot{\zeta}$  дорівнює нулю:  $F(0,0) = 0 \Rightarrow \alpha_{00} = 0$ . Решта коефіцієнтів  $\alpha_{ij}$  є шуканими. Оскільки заздалегідь вони невідомі, то виникає задача ідентифікації властивостей системи. У цьому контексті задача ідентифікації набору параметрів приймає вигляд:

$$\alpha^* = \arg \min I(\zeta_N - \zeta_E), \quad (4)$$

де  $I$  - деякий критерій відповідності розподілів змінної стану  $\zeta$  в часі, отриманих, з одного боку, чисельно (індекс  $N$ ) та експериментальним шляхом (індекс  $E$ ), відповідно, - з іншого.

Зв'язка співвідношень (1 - 4) реалізує принципово новий підхід до опису сил контактної взаємодії у віброударній системі: замість *априорного постулювання* того чи іншого закону вводиться *процедура визначення*  $F(\zeta, \dot{\zeta})$  за результатами розрахунково-експериментальних досліджень. При цьому істотною є та обставина, що залежно від типу віброударної системи та її властивостей може бути реалізована будь-яка залежність  $F$  від аргументів, що задовольняє критерію (4).

Проаналізуємо деякі функціонали, які можна застосувати для оцінки невідповідності результатів числового й експериментального дослідження процесів ударної взаємодії. На рис. 2, 3 представлені схематично розподіли шуканих зусиль  $F^{\wedge}$ . Розглядається усталений із частотою  $\nu = 1/T$  і періодом  $T$  процес. У силу того, що зусилля  $F^{\wedge}$  є неутримуючими, тривалість їх дії  $\tau < T$ , а самі зусилля – додатні, до функції  $F^{\wedge}$  пред'являються наступні вимоги (рис. 2):

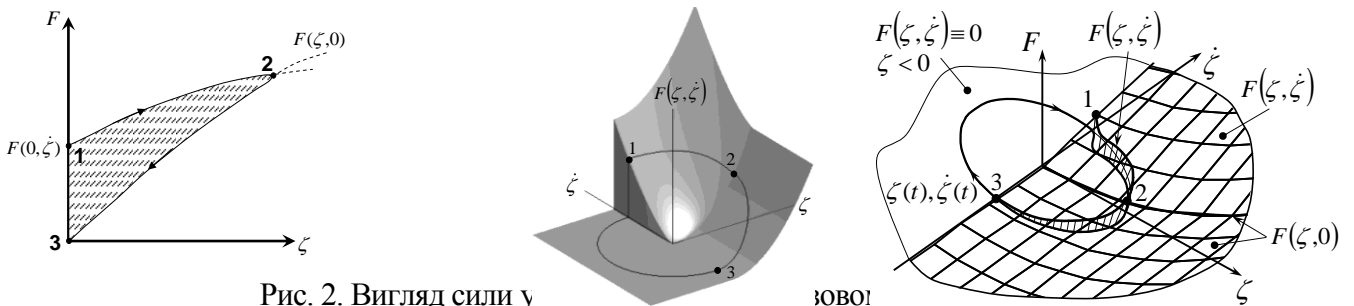


Рис. 2. Вигляд сили у ...



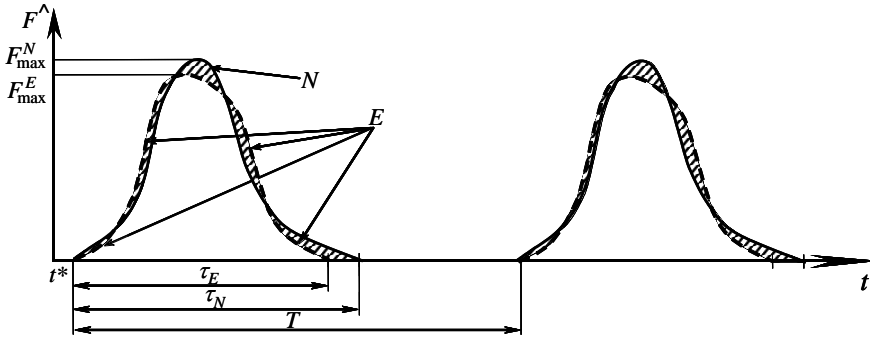


Рис. 3. Зіставлення розподілів результатів чисельних (N) і експериментальних (E) досліджень сил ударної взаємодії у віброударній системі

$$F = 0, \quad \zeta < 0; \quad F \geq 0; \quad (5) \quad F(\zeta, \dot{\zeta}) > F(\zeta, 0), \dot{\zeta} > 0; \quad F(\zeta, \dot{\zeta}) = F(\dot{\zeta}, 0), \dot{\zeta} < 0. \quad (6)$$

Тоді (рис. 3):

$$F_N^{\wedge}(t) \geq 0, \quad t \in [t^*, t^* + \tau_N]; \quad (7) \quad F_E^{\wedge}(t) \geq 0, \quad t \in [t^*, t^* + \tau_E]; \quad (8)$$

$$F_N^{\wedge}(t) = 0, \quad t \in [t^* + \tau_N, t^* + T]; \quad (9) \quad F_E^{\wedge}(t) = 0, \quad t \in [t^* + \tau_E, t^* + T]. \quad (10)$$

Формально як міру невідповідності часових розподілів  $F_N^{\wedge}$ ,  $F_E^{\wedge}$  можна взяти будь-яку норму у функціональному просторі, відповідно до специфіки розв'язуваної задачі. Зокрема, можна як норми  $n$  функції  $f$  взяти наступні:

$$n_1 = \max|f|; \quad n_2 = \int_{t^*}^{t^*+T} |f| dt; \quad n_3 = \sqrt{\int_{t^*}^{t^*+T} f^2 dt}; \quad n_4 = \int_{t^*}^{t^*+T} \text{sign} f dt, \quad (11)$$

діючі в інтервалі  $t \in [t^*, t^* + T]$ . породжувані цими нормами функціонали:

$$I_1 = \frac{\max|F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge}|}{\max|F_E^{\wedge}|}; \quad I_2 = \frac{\int |F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge}| dt}{\int |F_E^{\wedge}| dt}; \quad I_3 = \sqrt{\frac{\int (F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge})^2 dt}{\int (F_E^{\wedge})^2 dt}}; \quad I_4 = \frac{\int \text{sign}|F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge}| dt}{\int \text{sign} F_E^{\wedge} dt}. \quad (12)$$

Дані функціонали володіють наступними властивостями:

$$I_k \geq 0 \quad \forall \quad F_N^{\wedge}, F_E^{\wedge}, k; \quad (13) \quad I_k = 0 \Rightarrow F_N^{\wedge} \equiv F_E^{\wedge}, k = 2, 3. \quad (14)$$

Таким чином, якщо відомо з експерименту  $F_E^{\wedge}$ , то з умови мінімуму невідповідності результатів числових і експериментальних досліджень можна визначити  $F_N^{\wedge}$  як функцію параметрів стану та фізико-механічних характеристик елементів системи, що досліджується.

Проаналізуємо модельний випадок. Нехай сила ударної взаємодії має вигляд (еталон, результат уявного «експерименту»)

$$F = \bar{\alpha}_1 \zeta + \bar{\alpha}_2 \dot{\zeta}, \quad (15)$$

де  $\bar{\alpha}_1 = 2.06 \cdot 10^8 \text{ H/м}$ ,  $\bar{\alpha}_2 = 1.28 \cdot 10^7 \text{ H} \cdot \text{с/м}$ , а  $\zeta$ ,  $\dot{\zeta}$  - величини відносного зближення і швидкості у віброударній системі з 2-ма ступенями свободи. Якщо в розпорядженні дослідника є тільки часові розподіли  $F_E^{\wedge}(t)$ , то можна поставити задачу: за результатами порівняння часових розподілів  $F_E^{\wedge}(t)$  та  $F_N^{\wedge}(t)$ , одержуваних при інтегруванні рівнянь руху:

$$\begin{cases} -m_1 \ddot{w}_1 + m_1 g + F_N^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) - C_1 w_1 - A \omega^2 \sin \omega t = 0, \\ m_2 \ddot{w}_2 - m_2 g + F_N^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) = 0, \end{cases} \quad (16)$$

де  $F_N^{\wedge} = \alpha_1 \zeta + \alpha_2 \dot{\zeta}$ ,  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  - шукані, потрібно визначити  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  і порівняти з заданими (еталонними).

Для числового інтегрування рівнянь (14) застосовується метод Рунге-Кутта 4-го порядку з величиною кроку інтегрування  $\Delta t = 6 \cdot 10^{-5}$  с. Початкові умови - нульові за переміщеннями і швидкостями  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $\dot{w}_1$ ,  $\dot{w}_2$ . Маса машини  $m_1 = 15960$  кг, початкова маса вантажу  $m_2 = 10^4$  кг, амплітуда збурюючої сили  $A = 3.7 \cdot 10^5$  Н, частота  $\omega = 100$   $c^{-1}$ .

Порівняльний аналіз отриманих чисельних результатів з еталонними (15) проводиться за цикл  $[t^*, t^* + T]$  після затухання первинних перехідних процесів.

На рис. 4 – 6 наведено візуальні представлення функціоналів  $I_i$  в області  $\alpha_1 \in [1.03 \cdot 10^8, 3.09 \cdot 10^8] \times \alpha_2 \in [0.64 \cdot 10^7, 1.92 \cdot 10^7]$ . Видно, що характер залежності функціоналів  $I_i$  від кожного з параметрів різний. При цьому, однак, можна відзначити, що при зміні параметра  $\alpha_2$  функціонал змінюється сильніше, ніж при зміні  $\alpha_1$ . Крім того, функціонали  $I_1$ ,  $I_4$  мають уздовж деяких напрямків яр, що може ускладнювати процес їх мінімізації. У зв'язку з цим пропонується як мінімізуємі функціонали прийняти  $I_2$ ,  $I_3$ ,  $I_0 = (I_1 + I_4)/2$ .

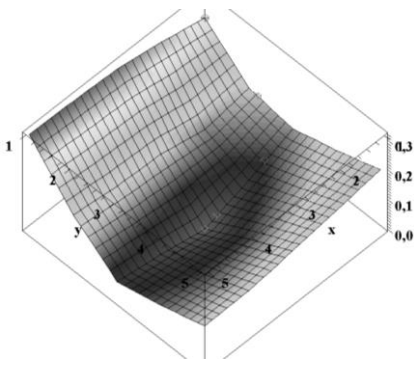


Рис. 4. Візуальне представлення функціонала  $I_2$  (10)

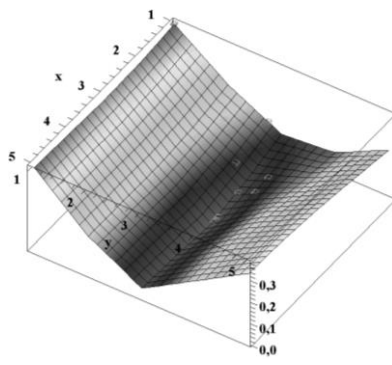


Рис. 5. Візуальне представлення функціонала  $I_3$  (10)

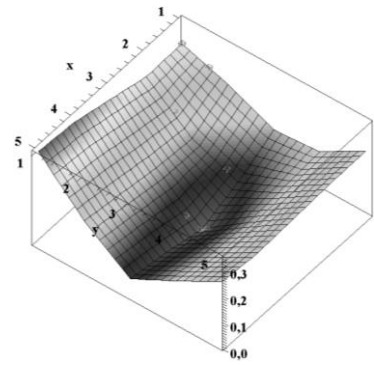


Рис. 6. Візуальне представлення функціонала  $I_0 = (I_1 + I_4)/2$

Як алгоритм пошуку мінімуму вибраного  $I$  пропонується метод покоординатного спуску:

- 1) задається початкове наближення  $[\alpha_1^{(0)}, \alpha_2^{(0)}]$ ;  $i = 0$ ;  $\omega_1^{(i)} = 1$ ;  $\omega_2^{(i)} = 1$ ;
- 2) визначається поточне наближення  $\alpha_1^{(i+1)} = \alpha_1^{(i)} - \omega_1^{(i)} I'_{\alpha_1}(\alpha_1^{(i)}, \alpha_2^{(i)}) / I''_{\alpha_1}(\alpha_1^{(i)}, \alpha_2^{(i)})$ ;  
 $\alpha_2^{(i+1)} = \alpha_2^{(i)} - \omega_2^{(i)} I'_{\alpha_2}(\alpha_1^{(i+1)}, \alpha_2^{(i)}) / I''_{\alpha_2}(\alpha_1^{(i+1)}, \alpha_2^{(i)})$ ;
- 3) перевіряється умова  $I(\alpha^{(i+1)}) \leq I(\alpha^{(i)})$ , і в разі її порушення приймається  $\omega_{1,2}^{(i)} = \omega_{1,2}^{(i)}/2$  з повторенням етапу 2);
- 4) визначається  $\delta = \sqrt{[\alpha_1^{(i+1)} - \alpha_1^{(i)}]^2 + [\alpha_2^{(i+1)} - \alpha_2^{(i)}]^2} / \sqrt{(\alpha_1^{(i+1)})^2 + (\alpha_2^{(i+1)})^2}$ ;
- 5) якщо  $\delta \leq \varepsilon$ , де  $\varepsilon$  - заздалегідь встановлена константа (характеризує збіжність процесу), то процес припиняється, і розв'язок приймається у вигляді  $\alpha_1^{\sim} = \alpha_1^{(i+1)}$ ,  $\alpha_2^{\sim} = \alpha_2^{(i+1)}$ , інакше встановлюється  $i = (i+1)$ ,  $\omega_{1,2} = 1$ , і процес повторюється з етапу 2).

Умовно область зміни параметрів  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  зображується у вигляді прямокутника, в якому  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  змінюються від 1 до 5. Точка (3, 3) відповідає точному розв'язку.

На рис. 7 представлена траекторія руху точки поточного наближення в площині  $(\alpha_1, \alpha_2)$ . На рис. 8 - часові розподіли  $F_N^{\wedge}$ ,  $F_E^{\wedge}$  у характерні моменти інтегрування. На рис. 8 - графік зміни функціонала  $I_2$  залежно від номера кроку ітераційного процесу.

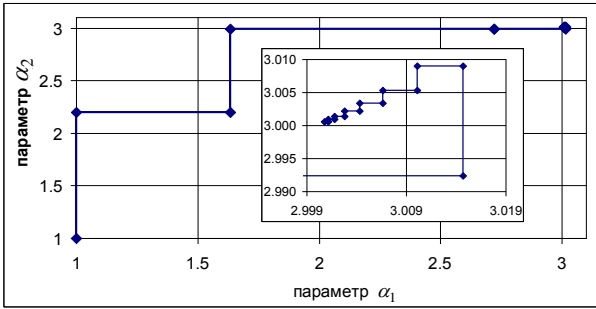


Рис. 7. Траекторія руху точки поточного наближення розв'язку для функціонала  $I_2$

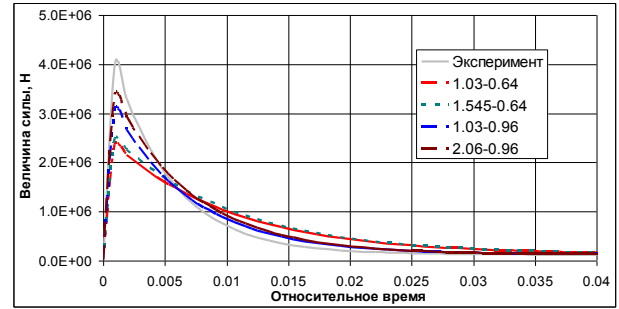


Рис. 8. Графіки часових розподілів  $F_N^{\wedge}$ ,  $F_E^{\wedge}$  для різних наборів параметрів  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$  (випадок функціонала  $I_2$ )

Видно, що запропонований критерій невідповідності  $I_2$  (аналогічний площі на рис. 3 між кривими  $F_N^{\wedge}$ ,  $F_E^{\wedge}$ , тобто сумарна різниця імпульсів) результатів числових і експериментальних досліджень досить ефективний з точки зору швидкості збіжності ітераційного процесу та досягнення необхідної точності. Враховуючи, що функціонали  $I_3$ ,  $I_0$  аналогічні за виглядом залежності від  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ , то можна припустити, що і при їх використанні буде спостерігатися та ж картина. Це припущення підтверджується в ході числових досліджень з використанням  $I_0$ ,  $I_3$  (рис. 9).

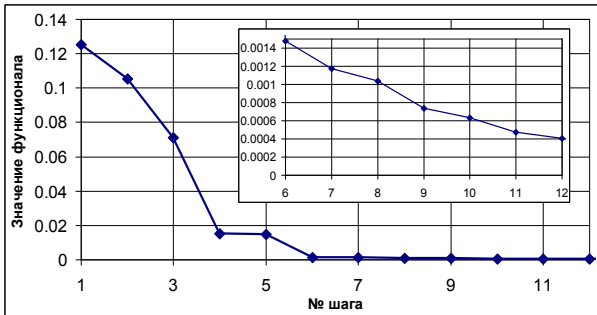


Рис. 9. Графік зміни функціонала  $I_0$

Усі запропоновані критерії невідповідності  $I$  приводять ітераційний процес до точного розв'язання (3, 3) досить швидко: третя значуща цифра виходить вже після 10-ти кроків релаксації.

Таким чином, рекомендовано як алгоритм пошуку мінімуму функціоналу невідповідності числових і експериментальних досліджень  $F^{\wedge}$  покоординатний спуск з прискоренням, а як функціонал для мінімізації -  $I_2$ ,  $I_3$  або  $I_0$ .

Якісний аналіз динаміки нелінійної віброударної системи можна без зниження загальності провести на прикладі системи з 2-ма ступенями вільності, що описується рівняннями (16). В якості інформативних даних про поведінку досліджуваної віброударної системи обрані часові розподіли  $w_1$ ,  $w_2$ ,  $\zeta$ ,  $\dot{\zeta}$ ,  $\ddot{\zeta}$ ; часові розподіли  $F^{\wedge}$ ; тривалість  $\tau$  ударної взаємодії; величина коефіцієнта відновлення  $R$ ; фазові діаграми у площинах  $(w_1, \dot{w}_1)$  та  $(w_2, \dot{w}_2)$ .

При розгляді різних математичних моделей для зручності ідентифікації складових пропонується ввести матрицю «зведених» ідентифікаторів  $I = \text{iden}(O_{(1)}, O_{(2)} \dots O_{(n)})$  (рис. 10).

Проаналізуємо кілька характерних випадків впливу кожної складової сили на поведінку віброударної системи.

Виходячи з особливостей поставленої у роботі задачі, для моделювання складних фізико-механічних процесів у вібраційних машинах пропонується використовувати підхід, який дозволяє

генерувати множину моделей, що об'єднує набори моделей у різних зрізах і з різними ступенями складності.

У роботі показано вплив різних компонент сили на поведінку динамічної системи. Для них наводяться представлення сили, а також результати моделювання. Усі результати наведено у безрозмірному вигляді. Як базовий випадок (до характеристик якого

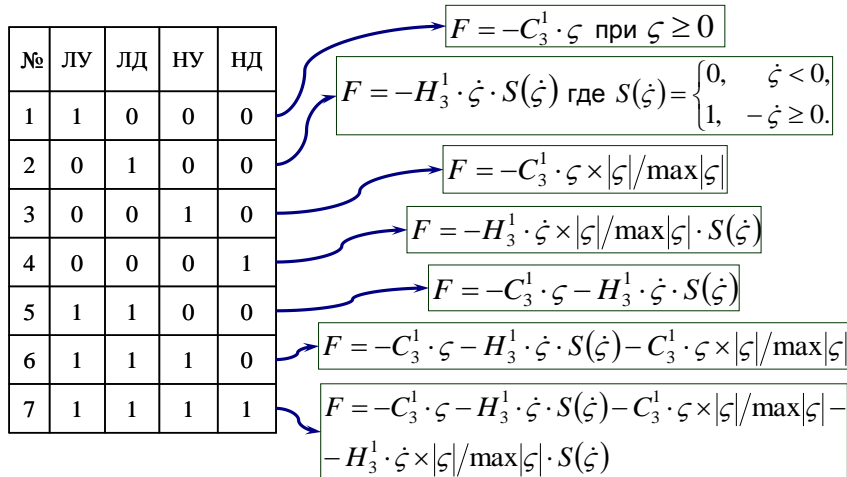


Рис. 10. Схема зведених ідентифікаторів складових сили ударної взаємодії

віднесені всі контрольовані величини) була вибрана модель з повним набором параметрів у системі. У матриці «зведених» ідентифікаторів на рис. 10 складових модель наводиться під номером 7.

Нижче (рис. 11 - 17) наведені деякі динамічні характеристики для віброударної системи з повним набором параметрів на усталеному режимі у відносному часі (17). При цьому режимі коефіцієнт відновлення удару  $R = 0.1643$ , тривалість імпульсу  $\tau = 0.0163$ .

$$F = C_3^1 \cdot (w_2 - w_1) + C_3^1 \cdot (w_2 - w_1) \cdot \frac{|w_2 - w_1|}{\max|w_2 - w_1|} + H_3^1 \cdot (\dot{w}_2 - \dot{w}_1) \cdot S(\dot{w}_2 - \dot{w}_1) + H_3^1 \cdot (\dot{w}_2 - \dot{w}_1) \cdot \frac{|w_2 - w_1|}{\max|w_2 - w_1|} + S(\dot{w}_2 - \dot{w}_1) = -C_3^1 \cdot \zeta - C_3^1 \cdot \zeta \cdot \frac{|\zeta|}{\max|\zeta|} - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \times S(\dot{\zeta}) - H_3^1 \cdot \dot{\zeta} \cdot \frac{|\zeta|}{\max|\zeta|} \cdot S(\dot{\zeta}) \quad (17)$$

Залежно від вибору складової сили на сталому режимі система може мати як одноударний, так і різноударний режим роботи (рис. 13, 16, 17). Кожна складова здійснює свій вплив на тривалість імпульсу, амплітуду коливань, прискорень і т.д. в широких межах.

Важливо відзначити якісні особливості: зміщення максимальної сили від початку ударної взаємодії до середини, деформація фазових діаграм (див. рис. 16, 17), пере-

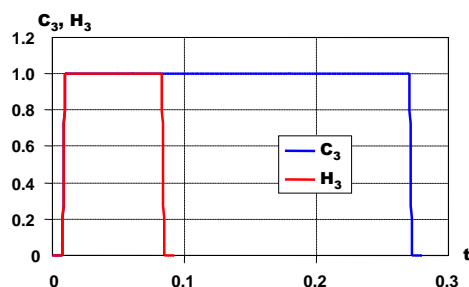


Рис. 11. Включення складових сили взаємодії

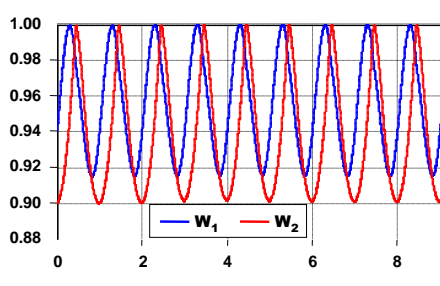


Рис. 12. Розподіли відносних величин  $w_1(t)$  та  $w_2(t)$

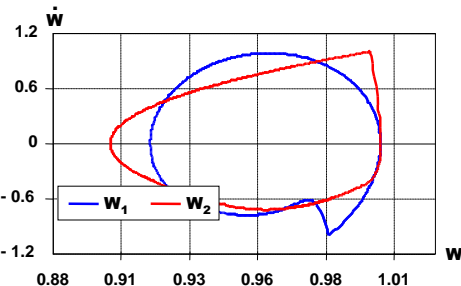


Рис. 13. Фазові діаграми в площинах  $(w_1, \dot{w}_1)$  та  $(w_2, \dot{w}_2)$

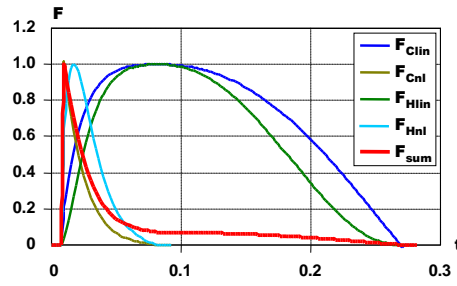


Рис. 14. Характер розподілу складових сили  $F^{\wedge}(t)$

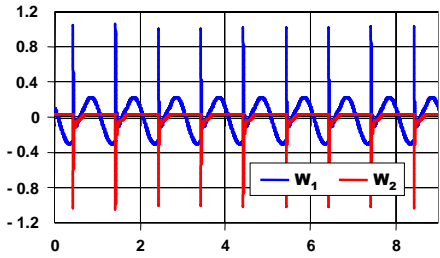


Рис. 15. Розподіли прискорень  $\ddot{w}_1(t)$  та  $\ddot{w}_2(t)$

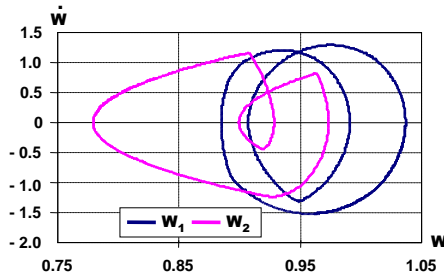


Рис. 16. Фазові діаграми для лінійної пружної моделі

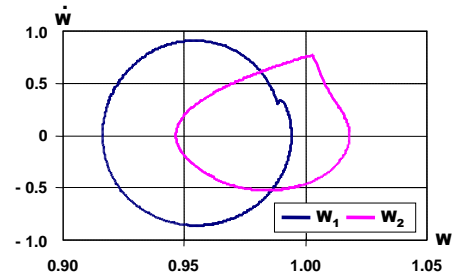


Рис. 17. Фазові діаграми для лінійної в'язкої моделі

вищення тривалості дії пружної компоненти порівняно з в'язкою, явище установлення, підстроювання та інше.

Таким чином, доведено, що шляхом цілеспрямованого перебору компонент сили  $F^{\wedge}$  в розкладанні (2) можна досить широко управляти різними характеристиками у віброударній системі. Отже, показана можливість постановки і доцільність розв'язання і задач ідентифікації, і управління, і синтезу.

**Розділ 3** містить дослідження динамічних процесів на прикладі вибивної машини для вибивки великих виливків масою близько 21т., маса вантажу близько 10т. (рис. 18).

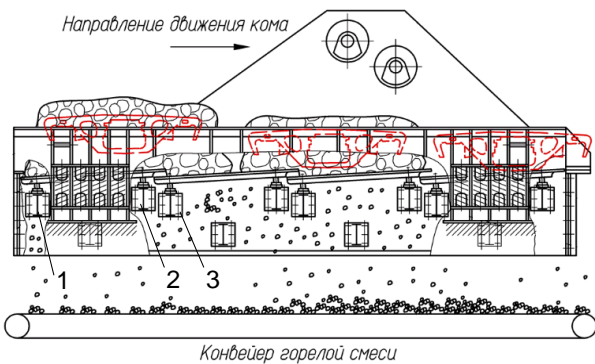


Рис. 18. Загальна схема досліджуваної вибивної машини

У цьому розділі отриманий характер руху робочої конструкції вибивної віброударної машини при різних режимах роботи із залученням моделей різних рівнів.

На рис. 19 показані характеристики для вибивної машини при її розгоні через резонанс. Як видно з графіків, на резонансній частоті амплітуда коливань збільшується в 3 рази відносно до зарезонансої (для даної машини – робоча).

Показано вплив величини вагових коефіцієнтів  $\alpha_{ij}$  на різні динамічні характеристики. Дослідження проводилися для різних моделей. Як приклад наведена залежність тривалості імпульсу і амплітуда прискорень центру мас вибивної машини (рис. 20) в лінійній пружній моделі.

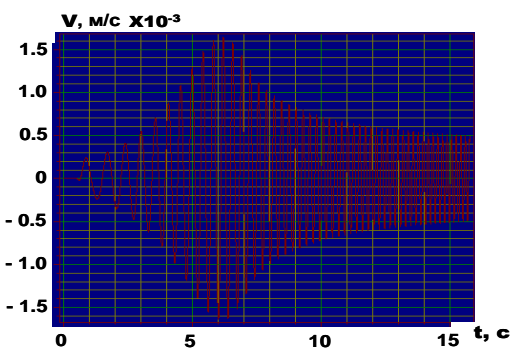


Рис. 19. Переміщення центру мас вібромашини при розгоні

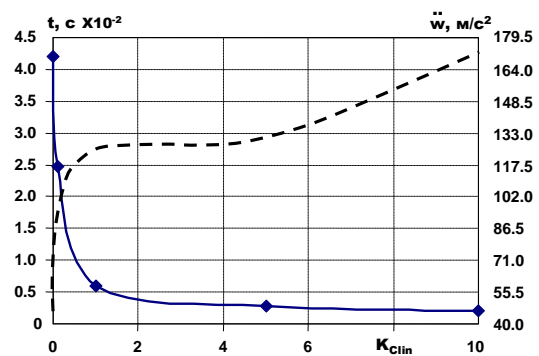


Рис. 20. Зміна тривалості імпульсу та амплітуди прискорень центру мас залежно від жорсткості (— - тривалість, - - - прискорення)

Аналіз показав, що варіювання вагових коефіцієнтів досить сильно впливає на зміну динамічних характеристик даної конкретної віброударної системи в досить широкому діапазоні.

У розділі 4 наведено розрахункові схеми і результати моделювання напружено-деформованого стану вибивної машини. Дослідження НДС проводиться за допомогою МСЕ. Задача розбита на дві підзадачі (рис. 21): квазістатика і перехідна динаміка. Такий поділ задачі є цілком природним, оскільки в системі присутні два типи навантажень: навантаження від дебалансних валів та імпульсне навантаження. Віброударна машина працює у зарезонансному режимі, тому пропонується розбити холостий режим на три підрежими щодо компонент зусиль, створюваних дебалансними валами.

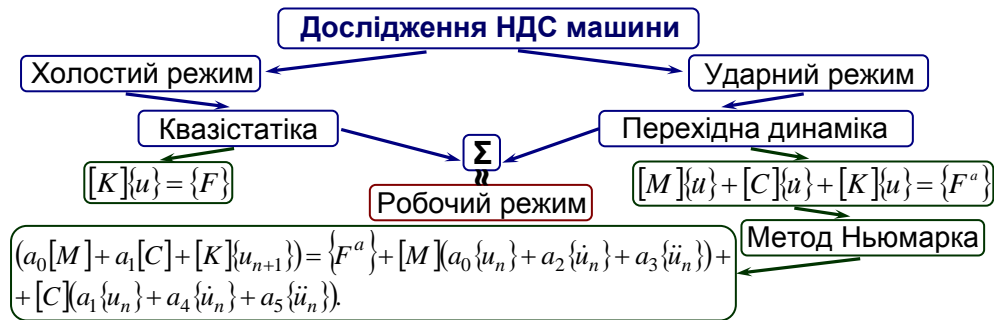


Рис. 21. Загальна схема дослідження НДС

Конструкція розбивалася переважно гексоїдальною скінченно-елементною сіткою. Тип SE - квадратичні, кількість ступенів свободи - 2.95 млн. Побудована модель вибивної машини є параметричною і дозволяє варіювати товщини підрешітних балок (рис. 22), товщини щік дебалансних валів і конструкцію оребріння бічних панелей та параметри ґрат. На рис. 23 показані еквівалентні напруження у корпусі вибивної машини для вертикальної компоненти зусилля та підрешітній балці.

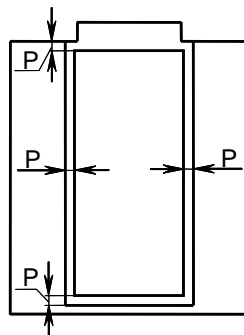


Рис. 22. Приклад варійованого параметра

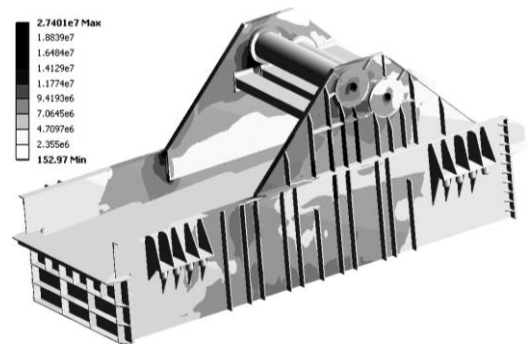


Рис. 23. Еквівалентні напруження по Мізесу при вертикальному навантаженні

На рис. 24 представлена розрахункова схема для дослідження напружено-деформованого стану від імпульсного навантаження. При цьому характеристики імпульсу беруться з розв'язку нелінійної задачі динаміки, наведеної в третьому розділі. Система інтегрується в повній постановці методом Ньюмарка.

Далі наводяться графіки зміни напружень в часі в точках досліджуваної підрешітної балки (рис. 25, 26). Також представлені картини напружено-деформованого стану у всьому корпусі вибивної машини в деякі моменти часу (рис. 27).

Представлений характер зміни динамічних напружень в досліджуваній підрешітній балці залежно від товщини листів, з яких вони виготовлені (рис. 28, 29).

Як видно з представлених графіків і картин розподілів, що виникають у металоконструкції корпусу вибивної машини, напруження від імпульсного навантаження значно вищі, ніж від навантажень на холостому ході. Крім того, показано, що шляхом зміни конструктивних параметрів мо-

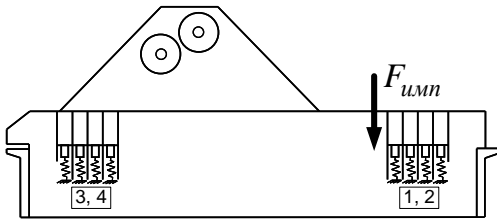


Рис. 24. Розрахункова схема для вибивної машини при імпульсному навантаженні

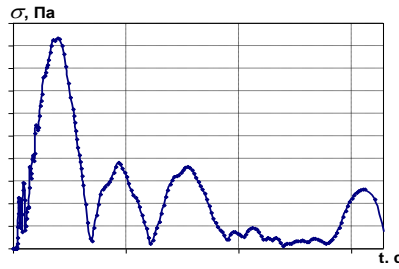


Рис. 25. Зміна еквівалентних напружень у часі в середній частині балки № 2

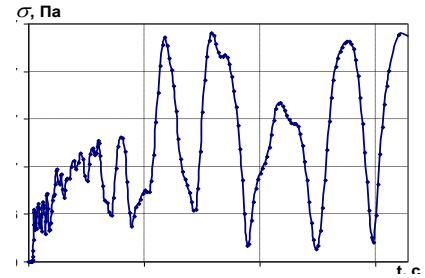


Рис. 26. Зміна еквівалентних напружень у часі в датчику № 4

жна ефективно управляти рівнем напружень (рис. 28). На рис. 29 показані сумарні еквівалентні динамічні напруження в досліджуваній точці підрешітної балки в часі.

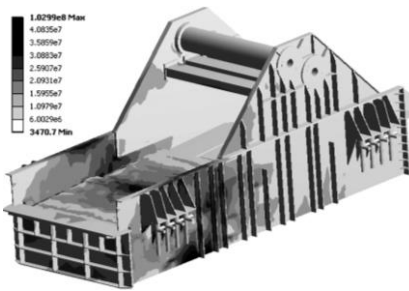


Рис. 27. Еквівалентні напруження по Мізесу в корпусі та підрешітній балці вибивної машини в момент часу  $t = 2.352e-3$  с.

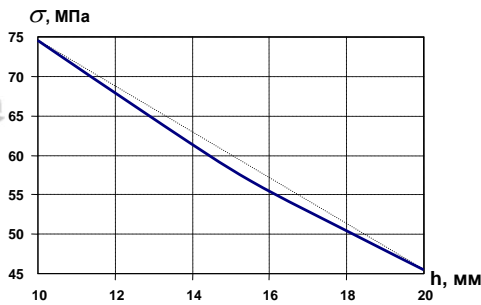


Рис. 28. Максимальні динамічні напруження в датчику № 3 залежно від товщини стінок підрешітних балок

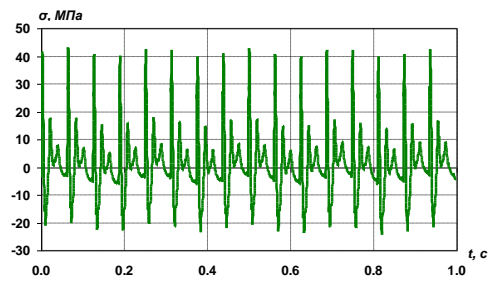


Рис. 29. Динамічні напруження в досліджуваній балці після застосування суперпозиції холостого і динамічного режиму

З використанням цих моделей як інструменту досліджень отримані важливі результати при дослідженні динаміки і міцності машини для вибивки литва. Отримані результати покладені в основу при виробленні рекомендацій з проектування віброударної машини зі зниженою на 10-12% масою і на 15-20% - напруженнями.

У розділі 5 описано експериментальне дослідження вибивної машини, яке проводилося на ЗАТ "АзовЕлектроСталь", у результаті чого був отриманий характер зміни динамічних напружень в часі на реальній машині в реальних умовах (рис. 30).

За отриманими характеристиками проведена

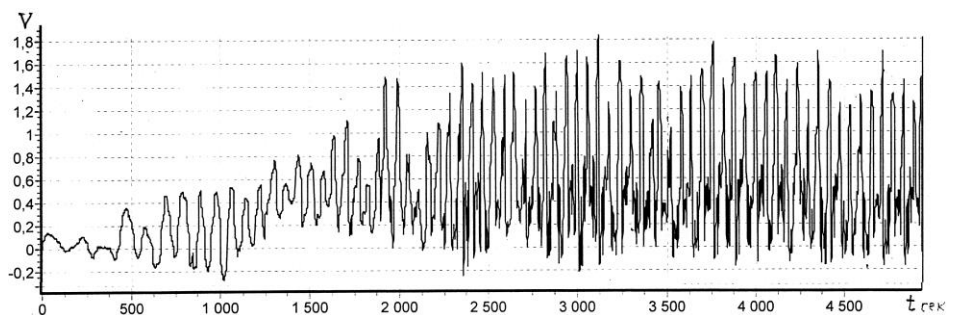


Рис. 30. Осцилограма напружень (на балці № 2, рис. 18)

верифікація числових розрахунків, а саме динамічних характеристик, та нестационарного напружено-деформованого стану. Розбіжність у результатах моделювання по тривалості удару до 15%, по напруженнях - до 20% (рис. 31, табл. 1). Спроекована і впроваджена вибивна машина для унікальної автоматизованої лінії вагонного литва на ВАТ «Азовмаш».

Аналіз результатів експлуатації вибивної машини на протязі 4-х років, показав: правильність вибору конструктивних параметрів окремих вузлів і механізмів; відсутність поломок, виходу з ладу базових деталей, що говорить про достатню розрахункову міцність конструкції; збільшення обсягу виробництва великого вагонного литва за рахунок усунення простоїв. Цим підтверджується адекватність розроблених математичних моделей, точність отриманих результатів та достовірність рекомендацій.

Запропонований в роботі підхід і моделі дозволяють здійснювати дослідження динамічних процесів у віброударних системах і напружено-деформованого стану у вибивних машинах на основі нових підходів і моделей. Це складає рішення актуальної науково-практичної задачі. Розроблені за результатами дисертаційних досліджень рекомендації дали можливість провести аналіз динамічних процесів та напружено-деформованого стану вібраційної машини, розробити рекомендації щодо вибору її параметрів і структури, а також виготовити і впровадити у виробництво вибивну машину, що задовольняє всім вимогам для безперервної роботи в складі автоматизованої лінії великого вагонного литва на ВАТ "Азовмаш". Забезпечується надійна і безперебійна експлуатація всієї лінії. Підходи, алгоритми та моделі, побудовані при проведенні комплексу дисертаційних досліджень, були також використані в дослідженнях за кількома фундаментальними та прикладними бюджетними темами, та упроваджені в навчальний процес НТУ «ХПІ» (акти впровадження наведені у додатках).

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі представлені узагальнені підходи, вдосконалені методи і моделі для визначення сил ударної взаємодії у віброударних машинах на основі нового їх подання у вигляді розкладу в ряд по базисних функціях від узагальнених координат і швидкостей, а також установлені нові фізичні закономірності динамічних процесів у цих машинах та напружено-деформованого стану їх елементів, що є розв'язанням нової актуальної науково-практичної задачі динаміки і міцності технологічних, транспортних та інших вібраційних машин. Основні наукові, практичні результати виконаних досліджень є наступними.

1. Як показав аналіз стану питання, на даний час відсутній єдиний підхід до формування математичних моделей віброударних систем, які адекватно описують процеси ударної взаємодії їх елементів при частковому руйнуванні технологічного вантажу. На основі цього сформульовані завдання досліджень, направлені на розробку моделей, які володіють властивостями варіативності, гнучкості структури і змінності компонент.

2. Запропоновано опис зусиль ударної взаємодії у вигляді розкладання в ряд за базисними функціями

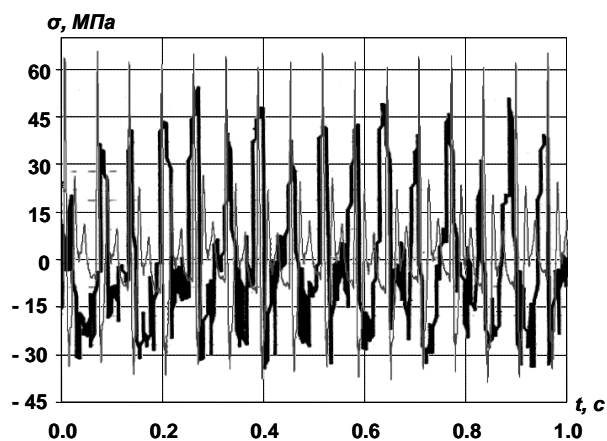


Рис. 31. Порівняння числових та експериментальних даних

(— розрахунок, — експеримент)

Таблиця 1

№ дт.	$\tau_3$ , мс	$\sigma_3$ , МПа	$\tau_N$ , мс	$\sigma_N$ , МПа	$\delta_\tau$ , %	$\delta_\sigma$ , %
1	16	55.5	18	65	11	15
2	15.5	35.5	18	40	14	18



ми, принципово відмінний від використовуваних раніше моделей тим, що сам вигляд моделей є не постулюємим (заданим), а шуканим (визначається). Також запропоновано підхід до розрахунково-експериментального визначення вагових коефіцієнтів і множини базисних функцій в розкладанні сили ударної взаємодії, що дає змогу досить точно описати динамічну поведінку системи. Крім того, запропоновані критерії для числової оцінки відповідності результатів числових і експериментальних досліджень.

3. Установлено, що при варіюванні коефіцієнтів розкладання і множини базисних функцій в розкладанні сили ударної взаємодії різко змінюються і часові розподіли цих зусиль, і їх величини, і тривалість ударної взаємодії, і вигляд фазових траєкторій віброударної системи. У віброударній системі з нелінійними неутримуючими зв'язками існують стійкі режими руху, які в широкому діапазоні не залежать від початкових умов. Т.ч., можна відзначити, що система самопідстроюється відносно моменту ударної взаємодії її елементів. При цьому у системі за певних параметрів можуть бути реалізовані субгармонійні процеси.

4. На прикладі машини для вибивки великого литва були встановлені залежності її напружено-деформованого стану від форми та розмірів підрешітних балок, які є відповідальними несучими елементами металокопункції, а також від інших елементів машини. Було, наприклад, виявлено, що при зміні товщини стінок балок з 10 до 20 мм максимальні динамічні напруження змінюються з 75 до 45 МПа, причому залежність максимальних динамічних напружень від товщини має нелінійний характер. При розв'язанні комплексу прикладних задач були розроблені рекомендації щодо визначення основних параметрів та структури проекрованої копункції віброударної машини. Це дало можливість прискорити процес проектування, підвищити технічні характеристики та зменшити масу вибивної машини на 10-12% з одночасним зниженням напружень на 15-20%.

5. На основі визначених у процесі моделювання віброударної системи ударних зусиль були отримані уточнені картини напружено-деформованого стану металокопункції віброударної машини для вибивки великого вагонного литва. У ході експериментальних досліджень був підтверджений якісний характер отриманих у дисертаційній роботі числових результатів, що підтверджує достовірність запропонованого підходу. Похибка моделювання домінуючих компонент напружено-деформованого стану у найбільш навантажених елементах не перевищує 12%.

6. Результати дисертаційних досліджень реалізовані та впроваджені у вигляді спеціалізованого програмно-модельного комплексу у ВАТ «Азовмаш» та Головному спеціалізованому конструкторсько-технологічному інституті, а також у науково-дослідний та навчальний процес у НТУ «ХП».

### **СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ**

1. Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в вибивной машине с дебалансным приводом / Е.Н. Барчан, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник НТУ «ХП». – Харків: НТУ „ХП”. – 2007. – № 3. – С. 17-23.

*Здобувач узагальнив і розвинув метод розрахунково-експериментального дослідження для визначення параметрів віброударних системи для дослідної копункції вибивної машини.*

2. Грабовский А.В. Экспериментальное исследование динамических процессов в оптимизированной выбивной машине / Е.Н. Барчан, В.А. Шкода, В.В. Просянок, А.В. Грабовский // Вісник НТУ "ХП". – Харків: НТУ „ХП”. – 2007. – № 23. – С. 26-32.

*Здобувач узагальнив і розвинув метод розрахунково-експериментального дослідження для визначення параметрів віброударних системи для спроектованої конструкції вибивної машини.*

3. Грабовский А.В. К вопросу об исследовании прочностных характеристик корпуса выбивной машины и динамических процессов при выбивке отливок / Е.Н. Барчан, Н.А. Ткачук, А.В. Грабовский // Вісник НТУ "ХП". – Харків: НТУ „ХП”. – 2007. – № 29. – С. 8-16.

*Здобувачем запропонована адаптація узагальненого параметричного підходу для опису віброударних систем.*

4. Грабовский А.В. Расчетно-экспериментальное уточнение параметров численных моделей элементов „выбивная машина – технологическая нагрузка” / Е.Н. Барчан, Т.В. Полищук, А.В. Грабовский // Вісник НТУ "ХП". – Харків: НТУ „ХП”. – 2007. – № 33. – С. 32-36.

*Здобувач побудував скінченно-елементні моделі та провів числові розрахунки, а також узагальнив і розвинув метод розрахунково-експериментального дослідження для визначення параметрів піщано-глинистої суміші.*

5. Грабовский А.В. Верификация численных моделей при исследовании выбивной машины с помощью современных САПР / Е.Н. Барчан, А.В. Грабовский // Вісник НТУ "ХП". – Харків: НТУ „ХП”. – 2008. – № 2. – С. 8-13.

*Здобувачем запропоновані геометрична та скінченно-елементна моделі для дослідження напружено-деформованого стану. Проведена верифікація числових розрахунків за експериментальними даними.*

6. Грабовский А.В. Исследование динамического поведения и напряженно-деформированного состояния в элементах выбивной машины при динамических быстроизменяющихся процессах / А.В. Грабовский, Е.Н. Барчан // Вісник НТУ "ХП". – Харків: НТУ „ХП”. – 2008. – № 9. – С. 29-35.

*Здобувач запропонував і реалізував метод для дослідження виходу вибивної машини на робочий режим (перехід через резонансні частоти) і її зупинки, було запропоновано декілька законів обертання дебалансних валів та визначено відповідні їм амплітуди коливань вибивної машини.*

7. Грабовский А.В. Обзор конструкций инерционных машин и их принципиальные схемы работы / А.В. Грабовский // Вісник НТУ "ХП". – Харків: НТУ „ХП”. – 2008. – № 42. – С. 27-34.

8. Грабовский А.В. Методы исследования динамики инерционных вибромашин и определение действующих нагрузок в виброударной системе / А.В. Грабовський // Вісник НТУ "ХП". – Харків: НТУ „ХП”. – 2009. – № 12. – С. 61-80.

9. Грабовский А.В. О расчетно-экспериментальном моделировании динамических процессов в виброударных системах / А.В. Грабовский // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ „ХП”. – 2009. – № 1. – С. 119-129.

10. Грабовский А.В. Методы и алгоритмы верификации сил ударного взаимодействия в виброударных системах / А.В. Грабовский // Східно-Європейський журнал передових технологій. – Харків: УДАЗТ. – 2010. – № 3/9(45). – С. 42-46.

11. Грабовский А.В. Методы исследования динамики инерционных вибромашии и определение действующих нагрузок в виброударной системе / А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук, Ю.В. Костенко, и др. // Вісник НТУ «ХПІ». – Харків: НТУ „ХПІ”. – 2010. – № 19. – С. 51-62.

*Показані деякі проблеми в важконавантажених вибивних машинах, а також запропоновано підхід до визначення сили ударної взаємодії між піщано-глинистою грудкою та ґратами вибивної машини. Представлені результати дослідження для конкретної вибивної машини.*

12. Грабовский А.В. Подход к идентификации ударной модели для виброударной системы / Н.Н. Ткачук, А.В. Грабовский, Н.А. Ткачук // Вісник СевНТУ. Механіка, енергетика, екологія. – Севастополь: СевНТУ. – 2010. – №110. – С. 55-60.

*Здобувач запропонував критерії для оцінки невідповідності контактної взаємодії в системі. Показана застосовність такого підходу на прикладі розрахунково-експериментального дослідження реальної вибивної машини.*

13. Грабовський А. Моделювання динаміки вибивної машини з дебалансним приводом / Є. Барчан, М. Ткачук, А. Грабовський // Мат. доповіді на 8-му Міжн. симпозіумі українських інж.-мех. у Львові. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2007. – С. 79.

*Здобувачем запропонована узагальнена технологія моделювання динамічних процесів та синтезу параметрів вибивної машини.*

14. Грабовский А.В. Комп'ютерне моделювання динаміки і напружено-деформованого стану просторових конструкцій / Є.М. Барчан, А.В. Грабовський, О.В. Мартиненко [та ін.] // Мат. доповіді на 7-ій Міжн. наук.-техн. конф. пам'яті ак. В.І. Моссаковського «Актуальні проблеми механіки суцільного середовища і міцності конструкцій». – Дніпропетровськ: ДНУ. – 2007. – С. 236-238.

*Здобувачем запропоновано метод досліджень до оптимального проектування вібромашии за критеріями працездатності, мінімальної маси, навантажувальної здатності впродовж усього терміну експлуатації.*

15. Грабовський А. Моделювання динаміки та напружено-деформованого стану високо-навантажених машин / А. Грабовський, Т. Поліщук, А. Танченко // Мат. доповіді на 9-му Міжн. симпозіумі українських інж.-мех. у Львові. – Львів: КІНПАТРИ ЛТД. – 2009. – С. 160.

*Запропонована нова узагальнена технологія моделювання технологічних процесів та синтезу параметрів високонавантажених великогабаритних машин на прикладі вибивної машини для оснащення автоматизованої лінії крупного вагонного литва, продемонстровані переваги та можливості запропонованого підходу.*

16. Grabovskiy A.V. An approach to identification of impact interaction model for a vibroimpact system / N.N. Tkachuk, A.V. Grabovskiy, N.A. Tkachuk / The Third International Conference Nonlinear Dynamics – 2010. – Харьков: ООО «ЭДЕНА». – 2010. – С. 207-212.

*Здобувач запропонував нові критерії для ідентифікації параметрів віброударних систем. Також розроблено та реалізовано алгоритми мінімізації функціоналів та розв'язано ряд тестових задач. Проведено аналіз та узагальнення результатів досліджень.*

**АНОТАЦІЇ****Грабовський А.В. Ударна взаємодія та динамічні процеси у віброударних машинах з частковим руйнуванням технологічного вантажу. - Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.02.09 - динаміка та міцність машин. Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2011.

Дисертація присвячена розробці підходів, методів і моделей для дослідження динамічних процесів у віброударних системах і напружено-деформованого стану вібраційних машин на основі узагальненого параметричного опису і розрахунково-експериментальної технології моделювання динамічних процесів.

У роботі викладено новий підхід до визначення сил ударної взаємодії у вібраційних машинах. Він полягає в тому, що ударні сили не моделюються за допомогою залежностей, заданих априорно, а обчислюються на основі розрахунково-експериментальних досліджень. При цьому використовується представлення сили ударної взаємодії у вигляді ряду по базисним функціям від відносного зближення і швидкості. Невідомі коефіцієнти в розкладанні сили пропонується визначати на основі досягнення мінімуму функціонала невідповідності результатів числового й експериментального моделювання.

На прикладі віброударної системи для вибивки великого вагонного литва проведено дослідження розподілу зусиль. Результати цих досліджень використані при числовому моделюванні напружено-деформованого стану силових елементів. На основі проведеного комплексу числових розрахунків розроблені рекомендації з вибору раціональних конструктивних схем і параметрів.

Проведено порівняння отриманих числових результатів з експериментальними даними. Була підтверджена точність і достовірність проведених числових досліджень.

*Ключові слова:* прикладна теорія коливань, динамічні процеси у машинах, міцність машин, віброударна система, вібромашина, критерій, ідентифікація, сила ударної взаємодії.

**Грабовский А.В. Ударное взаимодействие и динамические процессы в виброударных машинах с частичным разрушением технологического груза. – Рукопись.**

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук по специальности 05.02.09 – динамика и прочность машин. Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2011.

Диссертация посвящена разработке подходов, методов и моделей для исследования динамических процессов в виброударных системах и напряженно-деформированного состояния виброударных машин на основе обобщенного параметрического описания и расчетно-экспериментальной технологии моделирования динамических процессов.

В работе изложен новый подход к определению сил ударного взаимодействия в вибрационных машинах. Он заключается в том, что ударные силы не моделируются при помощи зависимостей, заданных априорно, а вычисляются на основе расчетно-экспериментальных исследований.

Одно из основных моделирования физического процесса – диссипация энергии внутри виброударной системы во время разрушения технологического груза. Это фундаментальное свой-

ство в математической модели силы ударного взаимодействия обеспечивается за счет того, что зависимость данной силы от скорости взаимного сближения устанавливается только для этапа сближения груза и машины в контакте. На этапе удаления (но пока груз и машина по-прежнему в контакте) эта зависимость устанавливается как функция для текущего сближения при нулевой относительной скорости.

При этом используется представление силы ударного взаимодействия в виде ряда по базисным функциям, зависящим от относительного сближения и скорости. Незвестные коэффициенты в разложении силы предлагается определять на основе достижения минимума функционала несоответствия результатов численного и экспериментального моделирования динамических процессов в виброударной системе.

В работе предложены различные критерии и функционалы для определения весовых коэффициентов в разложении искомой силы ударного взаимодействия, показан вид этих функционалов. Реализованы тестовые процедуры поиска неизвестных коэффициентов.

В частности, предложено использовать критерии несоответствия распределений сил ударного взаимодействия, полученных численно и экспериментально как интеграл от модуля разности величины этих сил, отнесенный к суммарному импульсу силы ударного взаимодействия (за период) и т.п. Также предложено использовать гибридный функционал, равный полусумме несоответствия величин максимальных усилий и длительности действия ударной силы на протяжении периода процесса.

Для минимизации функционала несоответствия результатов численных и экспериментальных исследований в работе предложен модифицированный метод покоординатного спуска, отличающийся тем, что параметры ускорения реального процесса задаются не одинаковыми, а разными вдоль разных направлений спуска.

Проведен качественный анализ влияния составляющих членов ряда в разложении силы ударного взаимодействия на величину максимального усилия и на фазовые траектории движения элементов виброударной системы. Установлены закономерности влияния отдельных составляющих силы ударного взаимодействия на динамические характеристики виброударной системы.

На примере виброударной машины с использованием разработанных методов и моделей для выбивки крупного вагонного литья проведено исследование распределения усилий на выбивную машину. Результаты этих исследований использованы при численном моделировании напряженно-деформированного состояния силовых элементов проектируемой вибромашины.

Установлено, что доминирующими в конструкции машины являются напряжения от действия ударного взаимодействия. Они на порядок больше напряжений, вызванных действием усилий от дебалансного привода.

Определены наиболее напряженные элементы металлоконструкции машины: подрешетные балки и опоры дебалансных валов. Путем изменения отдельных параметров достигается полукторное снижение уровня напряжений. При этом динамические характеристики системы практически не меняются.

На основе проведенного комплекса численных расчетов разработаны рекомендации по выбору рациональных конструктивных схем и параметров, обеспечи-

вающих высокие технические характеристики, прочность элементов и производительность машины.

Проведено сравнение полученных численных результатов с данными, полученными в ходе экспериментальных исследований напряженно-деформированного состояния выбивной машины методом тензометрии в реальных условиях эксплуатации. Была подтверждена точность и достоверность проведенных численных исследований.

Результаты диссертационных исследований в виде специального программно-модельных комплексов внедрены в практику научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ на предприятии ОАО «Азовмаш» и НТУ «ХПИ».

*Ключевые слова:* прикладная теория колебаний, динамические процессы в машинах, прочность машин, виброударная система, вибромашина, критерий, идентификация, усилие ударного взаимодействия.

**Grabovskiy A. Impact interaction and dynamic processes in the vibro-impact machines with partial destruction of technological weight. – Manuscript.**

The dissertation on competition of a scientific degree of Candidate of Technical Science on a specialty 05.02.09 - dynamics and strength of machines. National technical university "Kharkiv polytechnic institute", Kharkiv, 2011.

The thesis is devoted to the development of approaches, methods and models for the study of dynamic processes in the vibro-impact systems and stress-strain state of vibro-impact machines based on a generalized parametric description and computational and experimental technology simulation of dynamic processes.

In this paper we outline a new approach to determining the forces of impact interaction in vibratory machines. It lies in the fact that the unbalance force is modeled using relationships defined a priori, but calculated on the basis of calculation and experimental studies. In this case, the representation of the forces of impact interaction in a series of basis functions, depending on the relative convergence and speed. The unknown coefficients in the expansion of the forces expected to be based on achieving a minimum of functional discrepancy of the results of numerical and experimental simulation.

For example, vibro-impact system to knock a large wagon casting investigated the distribution of effort. The results of these studies were used for numerical simulation of the stress-strain state of the power components. On the basis of complex numerical calculations developed recommendations on the choice of rational construction schemes and parameters.

A comparison of the obtained numerical results with experimental data. It was confirmed by the accuracy and reliability of numerical studies.

*Key words:* Applied theory of vibrations, the dynamic processes in machines, strength machines, vibro-impact system, vibrator, the criterion, identification, force of impact interaction.

**Грабовський Андрій Володимирович**

**УДАРНА ВЗАЄМОДІЯ ТА ДИНАМІЧНІ ПРОЦЕСИ У ВІБРОУДАРНИХ  
МАШИНАХ З ЧАСТКОВИМ РУЙНУВАННЯМ  
ТЕХНОЛОГІЧНОГО ВАНТАЖУ**

АВТОРЕФЕРАТ

Відповідальний за випуск:  
проф., к.т.н, Зарубіна А.О.

Підп. до друку 14.01.2011 р. Формат 60x84/16. Папір офсетний.  
Друк - різнографічний. Ум. друк. арк. 0,9. Гарнітура Таймс.  
Наклад 100 прим. Замовлення №058399

---

Надруковано у СПД ФО Ізрайлев Є.М.  
Свідоцтво № 24800170000040432 від 21.03.2001 р.  
61024, м. Харків, вул. Фрунзе, 16.

---