

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**„ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”**

**РЕФЕРАТ**  
**роботи на здобуття щорічної премії**  
**Президента України для молодих вчених**

**МАТЕМАТИЧНІ МОДЕЛІ УДАРНО-КОНТАКТНОЇ ВЗАЄМОДІЇ**  
**ЕЛЕМЕНТІВ МЕХАНІЧНИХ СИСТЕМ:**  
**ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ТА ПРОМИСЛОВЕ ВПРОВАДЖЕННЯ**

**Автори:**

**Ткачук Микола Миколайович**, к.т.н., докторант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин НТУ "ХПІ";

**Грабовський Андрій Володимирович**, к.т.н., старший науковий співробітник кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин НТУ "ХПІ";

**Скріпченко Наталія Борисівна**, аспірант кафедри теорії і систем автоматизованого проектування механізмів і машин НТУ "ХПІ".

## Реферат роботи на здобуття щорічної премії Президента України для молодих вчених "Математичні моделі ударно-контактної взаємодії елементів механічних систем: теоретичні основи та промислове впровадження"

**Актуальність теми.** Для сучасного машинобудування характерне широке застосування машин, у яких передача необхідних складних видів руху і значних робочих зусиль здійснюється за допомогою контакту складнопрофільних деталей. При цьому форма робочих поверхонь цих деталей визначається, по-перше, умовами кінематичного спряження, а по-друге, вимогами забезпечення міцності з урахуванням реальних розподілів контактної тиску. При проектуванні таких елементів машин виникають дві зв'язані задачі: I – аналізу напружено-деформованого стану (НДС) складнопрофільних тіл (СПТ) з урахуванням їхньої контактної взаємодії; II – геометричного синтезу їхніх кінематично генерованих поверхонь (КГП). Існуючі методики розв'язання задач I і II не забезпечують *варіативності* при описі форми тіл, мають недосконалі механізми *інтеграції* геометричних і розрахункових моделей і є недостатньо *збалансованими* за точністю та обчислювальними ресурсами на різних етапах досліджень. Суттєве значення дані чинники мають для *важких* вібраційних машин, зокрема, віброударних, тому що при цьому традиційні підходи до моделювання динамічних процесів і НДС не дають адекватних результатів. У цьому контексті особливе значення набувають питання визначення сил ударної взаємодії вібромашини з технологічним вантажем при його частковому руйнуванні, оскільки в багатьох віброударних системах такого типу (тобто з високою дисипативністю) не можна заздалегідь установити параметри основних їх елементів. Це створює у 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.

У зв'язку з цим удосконалення методів аналізу контактної взаємодії і синтезу тіл є *актуальною* науковою і практичною проблемою, яку розв'язано в поданій роботі.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася у Національному технічному університеті "Харківський політехнічний інститут" (НТУ "ХПІ") згідно з планом фундаментальних та прикладних НДР МОН України: "Розробка математичних моделей та методів розрахунку нелінійного деформування і пошкоджуваності елементів конструкцій при інтенсивних навантаженнях" (ДР № 0106U001473); "Розробка теоретичних основ комп'ютерних кластерних технологій та унікального програмно-апаратного комплексу для дослідження складних та надскладних механічних систем" (ДР № 0107U006813); "Розвиток теоретичних основ синтезу геометрії та моделювання втомної міцності нових зубчастих зачеплень" (ДР № 0110U001233); "Розробка спеціалізованих програмно-модельних комплексів для комп'ютерного моделювання контактної взаємодії та синтезу форми складнопрофільних тіл" (ДР № 0113U000420); "Удар" (ДР № 0112U000008т) та у рамках господарських договорів "Розробка математичної, геометричної і скінченно-елементної моделі для дослідження кінематики та НДС елементів макету механізму нахилу плавильної печі", "Розробка методів математичного моделювання поведінки елементів об'єктів бронетанкової техніки під дією розподіленого навантаження для забезпечення їхньої захищеності", "Розробка математичної, геометричної і скінченно-елементної моделі для дослідження динаміки та напружено-деформованого стану вибивної машини" з ВАТ "Азовмаш", м. Маріуполь та ХКБМ ім. О.О. Морозова, м. Харків. Частина роботи була виконана також згідно з господарським та договорами про співробітництво з підприємствами танкобудування України.

**Мета і завдання дослідження.** *Мета роботи* полягає у вдосконаленні та реаліза-

ції методів розв'язання зв'язаної задачі аналізу напружено-деформованого стану з урахуванням контактної взаємодії і геометричного синтезу складнопрофільних елементів машинобудівних конструкцій з кінематично генерованими поверхнями, у розробці методів визначення сил ударної взаємодії у віброударних машинах на основі розрахунково-експериментальної ідентифікації шляхом параметричного опису та інтеграції розрахункових моделей різного рівня.

Для досягнення поставленої мети поставлені наступні завдання: обґрунтувати на основі аналізу існуючих методів шляхи дослідження НДС складнопрофільних тіл з кінематично генерованими поверхнями; розробити підхід та комплексні математичні моделі НДС з урахуванням контакту СПТ з кінематично генерованими поверхнями, числові алгоритми на основі запропонованих математичних моделей НДС складнопрофільних тіл; визначити перспективні підходи та створити моделі для дослідження взаємодії елементів у віброударних машинах з нелінійними неутримуючими зв'язками при частковому руйнуванні технологічного вантажу; провести аналіз впливу параметрів віброударної системи на характеристики вібраційних процесів, на зусилля і тривалість ударної взаємодії; провести аналіз НДС складнопрофільних тіл та встановити закономірності розподілу контактного тиску і контактних зон.

**Наукова новизна одержаних результатів** для механіки полягає у наступному: удосконалено метод розв'язання зв'язаної задачі аналізу НДС з урахуванням контактної взаємодії і синтезу спряжених поверхонь тіл, що відрізняється від традиційних єдиним підходом до опису геометричних і числових моделей досліджуваних тіл; запропоновано подальший розвиток методу моделювання кінематично генерованих поверхонь, який полягає в алгоритмічному описі поточних варіантів на основі розв'язання спеціальної задачі геометричного синтезу в криволінійних координатах; вперше запропоновано високоточне генерування скінченно-елементних моделей тіл шляхом топологічно регулярного розбиття у внутрішніх координатах поверхонь; застосовано метод граничних елементів (МГЕ) у поєднанні з уточненим аналітичним обчисленням коефіцієнтів матриці впливу та зазору між тілами; запропоновано і реалізовано інтеграцію розрахункових моделей різного рівня складності в єдиному процесі дослідження контактної взаємодії і синтезу спряжених поверхонь тіл; розроблено новий підхід для визначення сил ударної взаємодії у віброударних дисипативних системах шляхом розкладання шуканої сили в ряд з коефіцієнтами, які обчислюються в ході розрахунково-експериментальних досліджень; запропоновані функціонали для ідентифікації параметрів віброударної системи як міри невідповідності розрахункових та експериментальних результатів; визначено вплив різних компонент у розкладанні сили ударної взаємодії на її часовий розподіл, максимальні значення та тривалість; встановлено, що залежно від фізико-механічних параметрів системи в ній можливі рівноударні або різноударні субгармонійні усталені періодичні режими руху; установлені особливості форми та якісні зміни топології контактних зон і розподілу контактного тиску у спряженні тіл при зміні їх форми, розмірів та величини навантаження.

**Практична значимість** для машинобудівної галузі полягає у можливості прямого застосування розробок для підвищення понад світовий рівень ТХ і ТТХ продукції вітчизняного машинобудування, у т.ч. - спеціального, та реалізована в наступному: 1) розроблений і реалізований алгоритм розв'язання практично важливих задач розрахунку міцності при проектуванні елементів конструкцій; 2) на прикладі розв'язання конкретних задач отримані рекомендації з проектування дослідних зразків гідрооб'ємних (ГОП) та двохпараметричних передач, силових ланцюгів, які привели до створення працездатних

конструкцій з високими ТХ і ТТХ; 3) створені нові математичні моделі для визначення динамічних характеристик віброударної системи та обчислення внутрішніх зусиль, що виникають в системі. Це дає змогу науково обґрунтовувати параметри з метою вдосконалення віброударних машин для вибивки великого вагонного литва; 4) запропонований в роботі підхід володіє достатньою універсальністю і застосовністю для розв'язання задач обґрунтування проектних параметрів широкого класу контактуючих тіл, які здійснюють погоджений рух по поверхнях спряження.

Результати досліджень впроваджені у практику проектно-дослідницьких робіт у Харківському бронетанковому ремонтному заводі (ХБРЗ), ВАТ "ГСКТІ", ВАТ "Азовмаш", ДП "Завод ім. Малишева", ДП "ХКБМ" та науково-дослідної частини НТУ "ХПІ".

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтована актуальність теми роботи, її наукова та практична цінність, сформульована мета і окреслені задачі досліджень.

**Розділ 1** містить аналіз та узагальнення методів дослідження контактної взаємодії тіл з кінематично генерованими поверхнями. Проведено аналіз можливостей та обмежень класичної теорії методу Герца, методів скінченних елементів, варіаційних нерівностей, множників Лагранжа, граничних елементів та інших, що широко застосовуються для розв'язання задач контактної взаємодії тіл довільної форми. Оскільки основна складність полягає якраз в особливості способу опису поверхонь тіл, то для розв'язання задачі аналізу контактної взаємодії необхідно розробити методи, що враховують дану особливість. Відповідно визначені основні задачі досліджень, розв'язані в подальших розділах.

У **розділі 2** описані теоретичні основи аналізу напружено-деформованого стану складно-профільних тіл з кінематично генерованими поверхнями. Для тіл з КГП доцільно об'єднати в рамках єдиного підходу аналіз НДС з урахуванням контактної взаємодії та геометричний синтез. У роботі вибір методу геометричного синтезу зроблений на користь кінематичного методу Литвина. Для розв'язання задач аналізу контактної взаємодії пропонується залучити декілька методів, об'єднавши їх єдиним методологічним підходом, що враховує специфіку створення геометричної моделі для досліджуваних тіл.

Особлива увага приділена питанню розробки скінченно-елементних моделей СПТ,

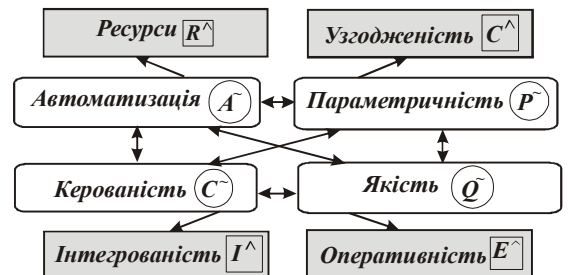


Рис. 1. Якісні характеристики СЕМ та відповідні проблемні обмеження

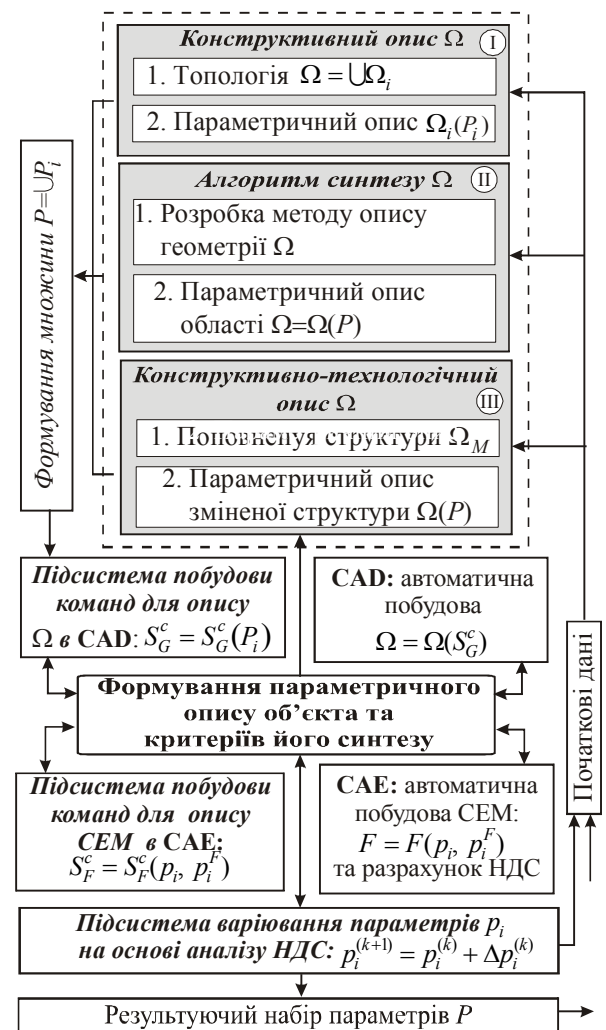


Рис. 2. Структура системи автоматизованого генерування моделей досліджуваних тіл

методів автоматизованої генерації та параметризованого опису, що задовольняють бажаним характеристикам якості і обмеженням застосування, наведеним на рис. 1.

На рис. 2 наведена структурна схема проектних досліджень для тіл з різними способами опису геометричної та СЕМ. Якщо рівняння стану записати як  $L(\Omega, \mathbf{u}, \mathbf{p}, \mathbf{r}, t) = 0$ , де  $\Omega$  – область, займана тілами;  $\mathbf{u}$  – змінні стану;  $\mathbf{p}$  – параметри;  $\mathbf{r}, t$  – просторові і часова координати; то можна виділити два (I і III) основних традиційних конструктивних способи опису і третій аналітичний спосіб II:

$$L_1|_{\Omega}(\mathbf{u}, \mathbf{p}, \mathbf{r}, t) = 0; \quad (1)$$

$$L_2|_{\bar{\Omega}}(\Omega, \mathbf{p}, \mathbf{r}, t) = 0, \quad (2)$$

шляхом розв'язання двох пов'язаних задач синтезу геометрії (2) та аналізу напруженого стану (1) у послідовності, вказаній на рис. 3.

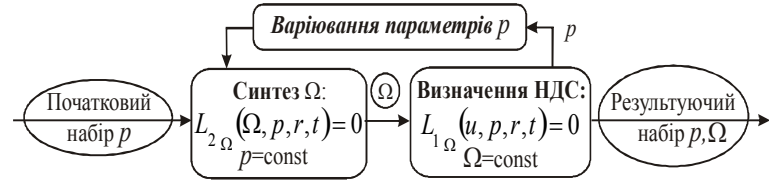


Рис. 3. Структура ітераційного розв'язання задачі синтезу та аналізу НДС складнопрофільних тіл

Контактна взаємодія тіл з КГП форми відноситься до випадку контакту тіл з гладкою границею. Для його дослідження залучається традиційне представлення механізму контакту  $g_N = (x^2 - \hat{x}^1) \cdot \hat{n}^1 \geq 0$  (рис. 4). Крайова задача:

$$\text{Div} \sigma = 0, \quad X \in B, \quad (3)$$

$$2\varepsilon(\mathbf{u}) = (\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T), \quad (4)$$

$$\sigma_{ij}(\mathbf{u}) = E_{ijkl} \varepsilon_{kl}(\mathbf{u}). \quad (5)$$

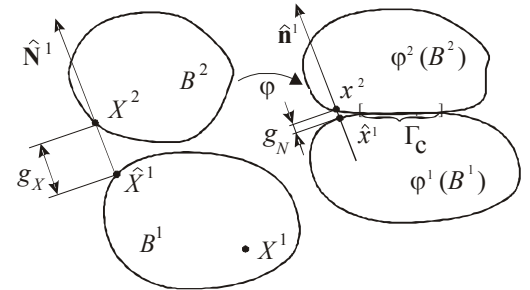


Рис. 4. Кінематика контакту гладких тіл

Тут  $\mathbf{u}, \sigma, \varepsilon, E$  – вектор переміщень, тензори напружень, деформацій та пружних констант матеріалів. Проте більш загальною є варіаційна постановка. Для випадку двох тіл шуканим полем переміщень є  $\mathbf{u} \in K$ , де  $K = \{\mathbf{v} : \mathbf{v} \in H^1(B^1) \times H^1(B^2),$

$\mathbf{v}|_{\Gamma_u^1} = \mathbf{u}_1^1, \quad \mathbf{v}|_{\Gamma_u^2} = \mathbf{u}_2^2, \quad (\mathbf{v}^2 - \hat{\mathbf{v}}^1)|_{\Gamma_c} \cdot \hat{\mathbf{n}}^1 + g_X \geq 0\}$ , що для всіх  $\mathbf{v} \in K$  задовольняє нерівність

$$a(\mathbf{u}, \mathbf{v} - \mathbf{u}) \geq f(\mathbf{v} - \mathbf{u}) \quad (6),$$

де  $a(\mathbf{u}, \mathbf{v}) = \int \varepsilon_{ij}(\mathbf{u}) E_{ijkl} \varepsilon_{kl}(\mathbf{v}) dX$  є білінійною, а  $f(\mathbf{v}) = \int \mathbf{t} \cdot \mathbf{v} dS$  – лінійною формою.

Альтернативним відносно МСЕ та теорії Герца є метод граничних елементів. В рамках моделі пружного напівпростору умови контакту мають вигляд (рис.5):

$$\begin{cases} u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) = \delta_1 + \delta_2, S_1 \text{ і } S_2 - \text{в контакті}; \\ u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) + h(x, y) > \delta_1 + \delta_2, S_1 \text{ і } S_2 - \text{поза контактом.} \end{cases} \quad (7)$$

Для цієї моделі справедливе інтегральне рівняння, що пов'язує переміщення виключно з розподілом тиску  $p(\xi, \eta)$  (рис. 6):

$$u_{z_1}(x, y) + u_{z_2}(x, y) = \left( (1 - \nu_1^2) / \pi E_1 + (1 - \nu_2^2) / \pi E_2 \right) \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta = (\pi E^*)^{-1} \left\{ \iint_S [p(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta \right\}. \quad (8)$$

Тут  $\nu_i, E_i, i = 1, 2$  – пружні параметри кожного з контактуючих тіл. Для отримання числового розв'язку функція  $p$  наближається суперпозицією масиву пірамідальних еле-

ментарних розподілів (рис. 7) і повністю визначається дискретним набором вузлових значень  $p_n$ :  $p(\xi, \eta) \equiv \sum_n \hat{p}(\xi - \xi_n, \eta - \eta_n) \cdot p_n$ . Для знаходження  $p_n$  використані: прямий метод (метод колокацій) та варіаційний метод (принцип Калькера). У роботі розроблений *аналітичний* шлях обчислення „шаблону” форми розподілу переміщень для одиничного пірамідального елемента  $w(x, y) = \sum_m \iint_{S^{(1)}} [\hat{p}^{(1)}(\xi, \eta) / \rho] d\xi d\eta$ , де  $S^{(1)}$  – шестикутна область

з одиничними сторонами;  $\hat{p}^{(1)}$  – одиничний пірамідальний розподіл на ній. Тоді:  $u_n = u_{z_1}(I_n) + u_{z_2}(I_n) = \sum_m C_{nm} p_m$ , де  $C_{nm} = (c / \pi E^*) w[i(n) - i(m), j(n) - j(m)]$ .

Результатом є умови контакту (7) у дискретній формі:

$$\begin{cases} \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta = 0, \text{ вузол } J_n - \text{ в контакті;} \\ \sum_m C_{nm} p_m + h_n - \delta > 0, \text{ вузол } J_n - \text{ поза контактом} \end{cases} \quad (9)$$

що доповнюються умови додатності і значення сили:

$$p_m \geq 0, \forall J_m; \quad (10) \quad (\sqrt{3}/2) c^2 \sum_m p_m = P. \quad (11)$$

Розв’язок визначальної системи (9)-(11) знаходиться у ході ітераційної процедури.

**Розділ 3** присвячений числовій реалізації розроблених методів та також створенню спеціалізованого програмно-модельного комплексу (СПМК). Для мінімізації похибки традиційних технологій опису форми (рис. 8) як альтернатива такому підходу пропонується високоточний алгоритм напівавтоматичної генерації топологічно регулярних сіток (рис. 9) на поверхні  $S_{id}$  у її природних координатах (рис.10). У даному випадку загальна похибка визначається лише відхилення форми "граневої" поверхні  $S_G$  від ідеальної  $S_{id}$ .

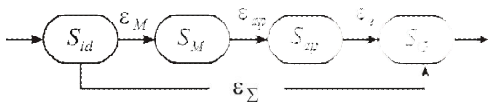


Рис. 8. Похибки моделювання геометрії традиційною технологією:

$$\varepsilon_{\Sigma} = |\varepsilon_M| + |\varepsilon_{ap}| + |\varepsilon_e|$$

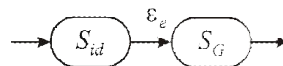


Рис. 9. Запропонована технологія генерування топологічно регулярних сіток та похибки

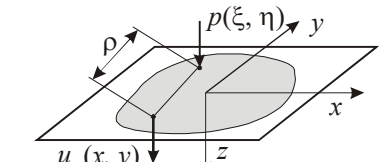


Рис. 6. Переміщення границі напівпростору під дією нормального зусилля

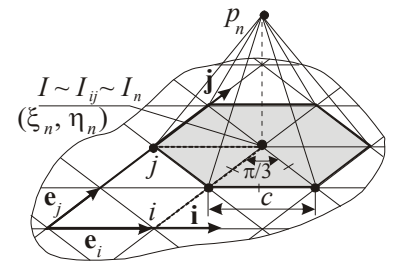


Рис. 7. Регулярна трикутна сітка та пірамідальний елемент функції тиску

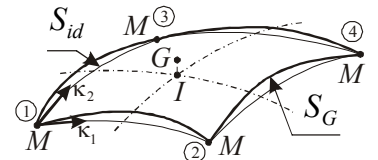


Рис. 10. До оцінки похибки „граневої” поверхні

У **розділі 4** описані підходи, методи та моделі динамічних процесів у віброударних системах з нелінійними неутримуючими зв'язками. Задля урахування усіх особливостей досліджуваної двомасової системи пропонується встановлювати залежності сил взаємодії ланок у віброударній системі

$$F = F(\zeta(t) \equiv (w_1 - w_2), \dot{\zeta}) \quad (12)$$

не априорно, а шляхом наближення:

$$F = \sum_{i,j=0}^{\infty} \alpha_{ij} \varphi_i(\zeta) \psi_j(\dot{\zeta}), \quad (13)$$

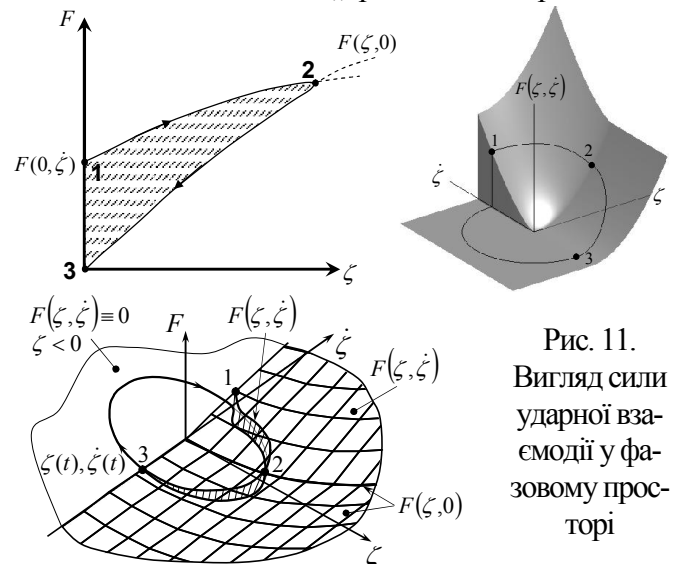


Рис. 11. Вигляд сили ударної взаємодії у фазовому просторі

де  $\varphi_i, \psi_j$  - базисні функції, а  $\alpha_{ij}$  - шукані коефіцієнти, що визначаються основі аналізу та узагальнення серії експериментальних досліджень У цьому контексті задача ідентифікації набору параметрів приймає вигляд:

$$\alpha^* = \arg \min I(\zeta_N - \zeta_E). \quad (14)$$

Тут  $I$  - деякий критерій відповідності розподілів змінної стану  $\zeta$  в часі, отриманих, чисельно (індекс  $N$ ) та експериментальним шляхом (індекс  $E$ ), відповідно. Процедура визначення  $F(\zeta, \dot{\zeta})$  за результатами розрахунково-експериментальних досліджень (12)-(14) реалізує принципово новий підхід до опису сил контактної взаємодії у віброударній системі. Розглядається усталений процес з періодом  $T$ . На рис. 11, 12 представлені схематично розподіли шуканих зусиль, до яких пред'являються наступні вимоги:

$$F = 0, \quad \zeta < 0; \quad F \geq 0; \quad (15) \quad F(\zeta, \dot{\zeta}) > F(\zeta, 0), \dot{\zeta} > 0; \quad F(\zeta, \dot{\zeta}) = F(\dot{\zeta}, 0), \dot{\zeta} < 0. \quad (16)$$

Тоді як міру невідповідності часових розподілів  $F_N^{\wedge}, F_E^{\wedge}$  (см. рис. 12) можна взяти будь-яку норму у функціональному просторі, відповідно до специфіки розв'язуваної задачі, зокрема:

$$I_1 = \frac{\max |F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge}|}{\max |F_E^{\wedge}|}; \quad I_4 = \frac{\int \text{sign} |F_N^{\wedge} - F_E^{\wedge}| dt}{\int \text{sign} F_E^{\wedge} dt}. \quad (17)$$

З умови мінімуму (17) можна визначити  $F_N^{\wedge}$  як функцію параметрів стану та фізико-механічних характеристик елементів системи, що досліджується. У модельному випадку сила взаємодії задається як випадок розкладання (13):

$$F = \bar{\alpha}_1 \zeta + \bar{\alpha}_2 \dot{\zeta} \quad (18)$$

для визначених значень коефіцієнтів  $\bar{\alpha}_1 = 2.06 \cdot 10^8$  Н/м,  $\bar{\alpha}_2 = 1.28 \cdot 10^7$  Н·с/м.

Із інтегрування системи рівнянь

$$\begin{cases} -m_1 \ddot{w}_1 + m_1 g + F_N^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) - C_1 w_1 - A \omega^2 \sin \omega t = 0, \\ m_2 \ddot{w}_2 - m_2 g + F_N^{\wedge}(\zeta, \dot{\zeta}, t) = 0, \end{cases} \quad (19)$$

при масі машини  $m_1 = 15960$  кг, початковій масі вантажу  $m_2 = 10^4$  кг, амплітуді збурюючої сили  $A = 3.7 \cdot 10^5$  Н, частоті  $\omega = 100$  с<sup>-1</sup> для  $\alpha_1, \alpha_2$ , відмінних від справжніх значень, визначаються відхилення від еталонного руху віброударної системи. У наведеному прикладі мінімізація цієї розбіжності шляхом варіювання коефіцієнтів розкладання сили (13) має тотожно відтворити заздалегідь визначений розподіл (13).

На рис. 13 функціонал  $I_0$  представлено візуально в області  $\alpha_1 \in [1.03 \cdot 10^8, 3.09 \cdot 10^8] \times \alpha_2 \in [0.64 \cdot 10^7, 1.92 \cdot 10^7]$ . Пошук мінімуму його значення здійснюється методом покоорди-

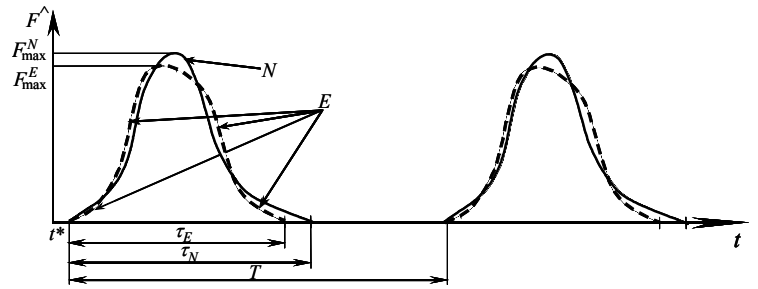


Рис. 12. Розрахунково-експериментальні розподіли ударної взаємодії

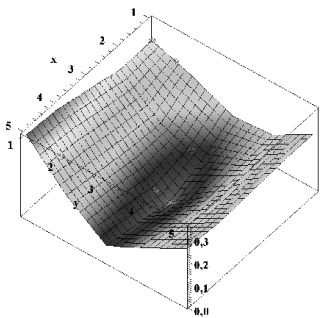


Рис. 13. Візуальне представлення функціонала

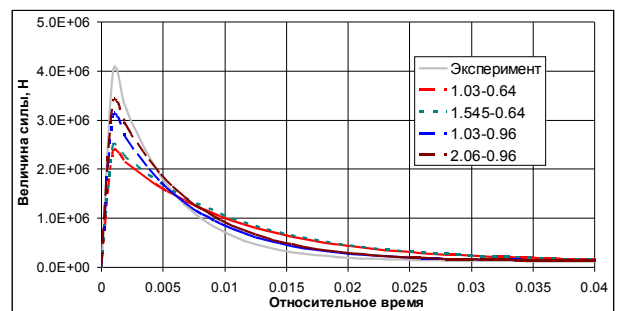


Рис. 14. Графіки часових розподілів  $F_N^{\wedge}, F_E^{\wedge}$  для різних наборів параметрів  $\alpha_1, \alpha_2$

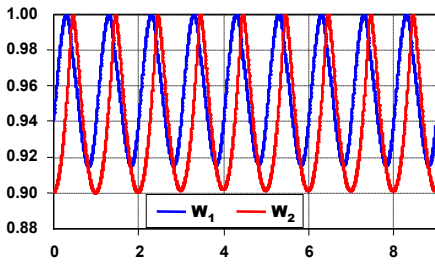


Рис. 15. Розподіли відносних величин  $w_1(t)$  та  $w_2(t)$

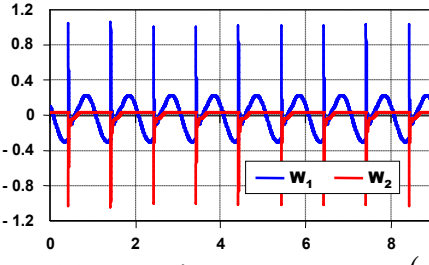


Рис. 16. Розподіли прискорень  $\dot{w}_1(t)$  та  $\dot{w}_2(t)$

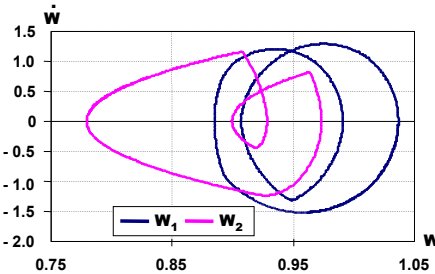


Рис. 17. Фазові діаграми для лінійної пружної моделі

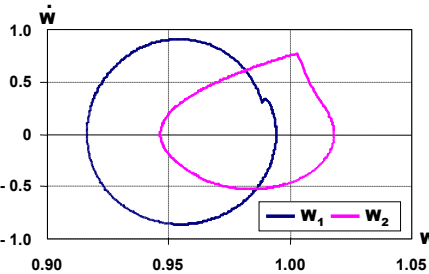


Рис. 18. Фазові діаграми для лінійної в'язкої моделі

натного спуску. На рис. 14 наведено часові розподіли  $F_N^{\wedge}$ ,  $F_E^{\wedge}$  для декількох послідовних наближень.

Залежно від значень компонентів для обчислення сили система може мати на сталому режимі як одноударний, так і різноударний режим роботи (рис. 14-18). Важливо відзначити якісні особливості: зміщення максимальної сили на початок ударної взаємодії та деформація фазових діаграм (див. рис. 17, 18).



Рис. 19. Конвеєр з ланцюговим приводом

У розділі 5 розв'язані прикладні задачі аналізу контактної взаємодії і геометричного синтезу СПТ. Вибір об'єктів досліджень при цьому був зумовлений реальними потребами заводів, НДІ та КБ. Зокрема, розв'язана задача моделювання контактної взаємодії елементів ланцюгового приводу (круглоланковий ланцюг, рис. 19). Встановлено, що в них реалізується складний тривимірний НДС; має місце складна конфігурація форми контактних плям та розподілу контактного тиску, що якісно і кількісно відрізняються від герцевських (чотирипелю-

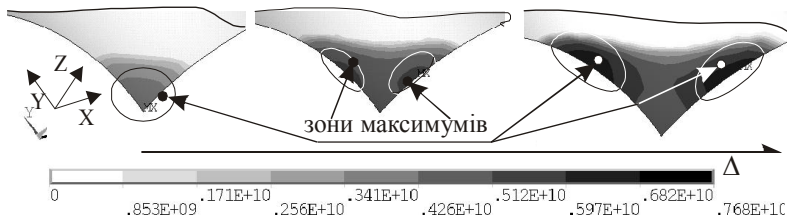


Рис. 20. Характер розподілу контактного тиску з ростом відносного подовження ланцюга  $\Delta$  (показана четвертина)

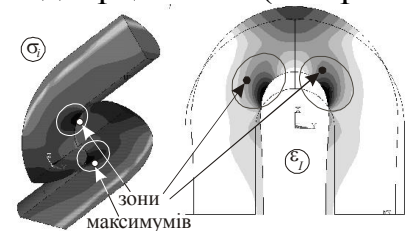


Рис. 21. Напружено-деформований стан при подовженні ланки на 15мм

сткова форма на відміну від еліптичної, рис. 20); максимальні деформації виникають на внутрішній поверхні ланки в області контакту (рис. 21).

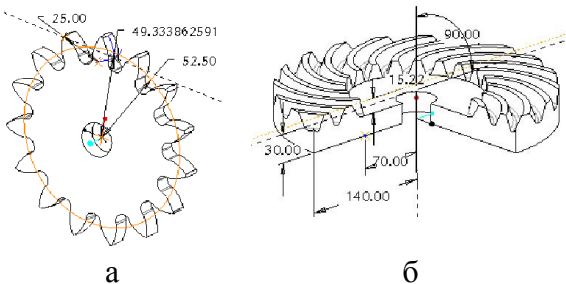


Рис. 22. Основні розміри циліндричного (а) та конічного (б) коліс

Також було здійснено моделювання НДС коліс циліндро-конічної двохпараметричної передачі (рис. 22) із урахуванням контактної взаємодії їх зубців.

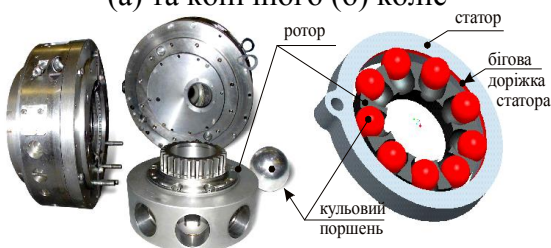


Рис. 23. Радіальна гідропередача

Досліджено контактну взаємодію кульового поршня з біговою доріжкою в радіальній гідроб'ємній передачі (ГОП-900, ХКБМ) танкової трансмісії (рис. 23). Вибір спеціального профілю бігової доріжки зумовлює характер розподілу контактного тиску, суттєво відмінний від герцевського (рис. 24), що враховується при виборі значень радіуса центральної частки бігової



доріжки статора ГОП та інших її конструктивних параметрів. Розбіжності у значеннях максимального контактного тиску, одержаних за Герцом, МСЕ та МГЕ, демонструє області застосування та порівняльну точність результатів.

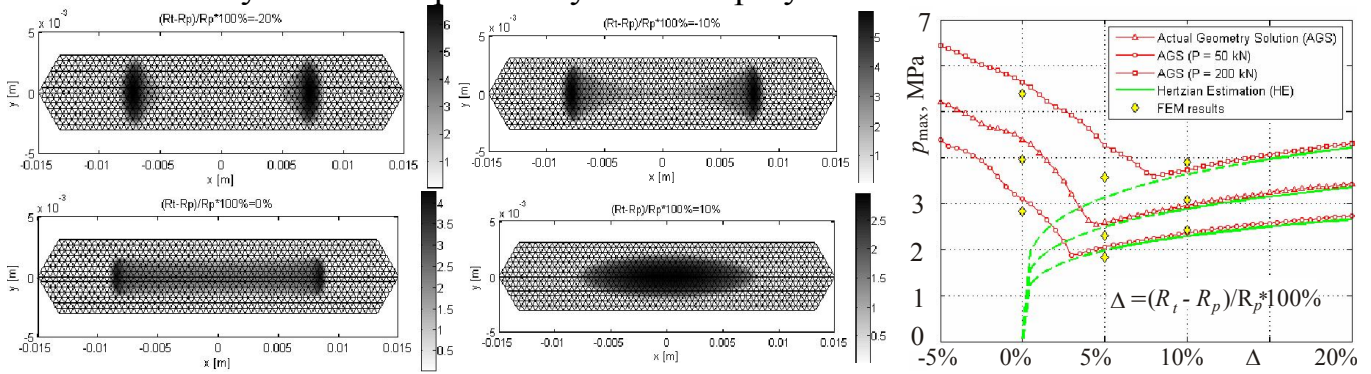


Рис. 24. Розподіли контактного тиску та його максимальні значення при різних значеннях різниці радіусів жолоба і поршня

**Розділ 6** містить дослідження динамічних процесів на прикладі вибивної машини для вибивки великих виливків масою близько 21т., маса вантажу близько 10т. (рис. 25). На рис. 26 показані характеристики для вибивної машини при її розгоні через резонанс. Аналіз показав, що варіювання коефіцієнтів  $\alpha_{ij}$  має суттєвий ефект (рис. 27).

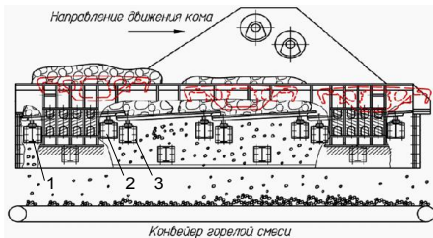


Рис. 25. Загальна схема досліджуваної вибивної машини

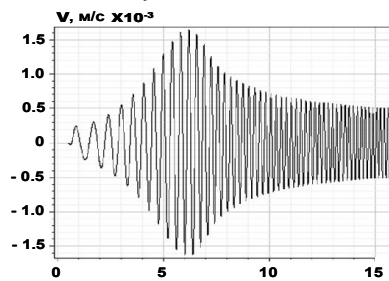


Рис. 26. Переміщення центру мас вібратора при розгоні

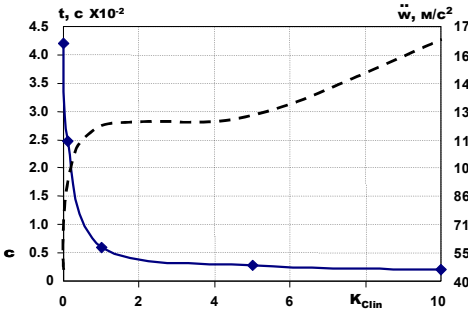


Рис. 27. Зміна тривалості імпульсу та амплітуди прискорень центру мас

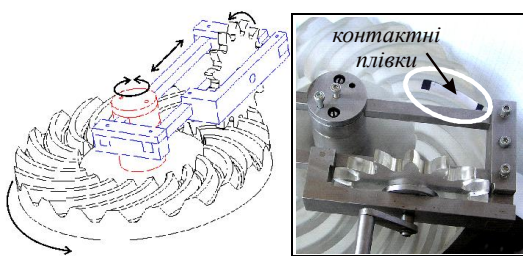


Рис.28. Дослідна модель ДПП

У **розділі 7** описаний комплекс експериментальних досліджень контактної взаємодії СПТ з КП. На прикладі макету циліндро-конічного двохпараметричного зачеплення продемонстрований повний цикл розробки, розрахунків, виготовлення і випробування (рис. 28). Для дослідження контакту був використаний метод контактних відбитків і оригі-

Параметри	Притискне зусилля кульового поршня до статора		
	1кН	2кН	5кН
Контактні відбитки			
Картини розшифровок відбитків за допомогою оригінального ПЗ PressureMapping Tool, МПа			
Картини розподілу контактного тиску, отримані за допомогою МГЕ, МПа			

Рис. 29. Результати аналізу контактних відбитків на чутливих плівках Fuji та отриманих МГЕ

нальний авторський алгоритм розшифровки.

Проведені комплексні дослідження контактної взаємодії ланок силового ланцюга, ДПП і кульового поршня з біговою доріжкою радіальної ГОП показали повну якісну відповідність прогнозованих розрахунків та зафіксованих експериментально результатів (рис. 29, 30).

Проводився також експеримент у виробничих умовах на вибивній машині (рис. 31). Зафіксована множина осцилограм (рис. 32) динамічних напружень знаходиться у задовільній відповідності з даними розрахунків (відмінність - не вище 12%). На цій основі було здійснено удосконалення унікальної вібромашини (рис. 33).

## ВИСНОВКИ

У роботі поставлена та розв'язана актуальна і важлива науково-практична проблема розробки методів аналізу контактної взаємодії складнопрофільних тіл та геометричного синтезу форми їх поверхонь. Отримані наступні наукові результати.

1. На основі аналізу зроблено висновки про недостатні можливості існуючих методів визначення НДС складнопрофільних тіл при контактній взаємодії по кінематично генерованих поверхнях (КГП). Удосконалення цих методів було обране як задача досліджень.

2. У роботі запропонований перспективний підхід до розв'язання зв'язаної задачі дослідження НДС з урахуванням контактної взаємодії складнопрофільних тіл і синтезу КГП, що базується, на відміну від традиційного підходу, на єдиному описі математичної, геометричної і числової моделей. Обґрунтовано використання не одного, а комплексу методів і моделей різного рівня складності. Досліджено контакт тіл, форма яких може бути заздалегідь не визначена, як у традиційному випадку, а встановлюється у ході розв'язання спеціальної задачі їх геометричного синтезу у вигляді хмари зв'язаних точок.

3. Вперше розроблено теоретичні основи визначення зусиль у віброударних динамічних системах на основі розрахунково-експериментальної ідентифікації.

4. Розроблена у роботі комплексна математична модель НДС тіл з КГП реалізована у вигляді спеціалізованих програмно-модельних комплексів (СПМК), що інтегруються у процес проектних досліджень. Запропонований перспективний метод генерування скінченно-елементного розбиття на основі використання топологічно регулярних поверхневих криволінійних сіток на кінематично генерованих поверхнях.

5. Із застосуванням СПМК розв'язано цикл прикладних задач моделювання НДС із урахуванням контактної взаємодії складнопрофільних тіл. Установлено закономірності розподілу контактної тиску та контактних зон у спряженні цих тіл. Вони у багатьох випадках різко відмінні від традиційних герцевських розподілів. Установ-

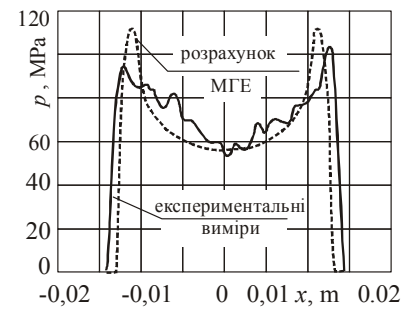


Рис. 30. Розподіли контактної тиску на довгій осі плями контакту при  $R_f = 31,0$  мм,  $P = 5$ кН

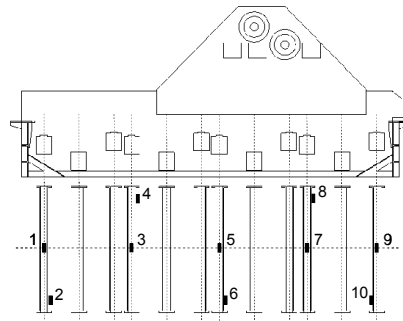


Рис. 31. Схема установки тензодавачів

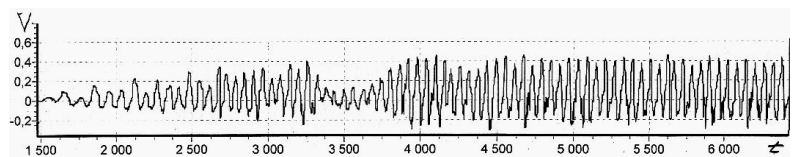


Рис. 32. Приклад осцилограми динамічних напружень



Рис. 33. Удосконалена вібромашина

лені також різко відмінні від традиційних часові розподіли зусиль ударної взаємодії з їх концентрацією на початкових етапах взаємодії.

6. Експериментальні дослідження НДС і контактної взаємодії СПТ проводилися на спеціально розроблених стендах і дослідних зразках зубчастих передач, ланцюгових приводів, вібромашин, гідропередач танкових трансмісій. Відмінність від числових результатів не перевищує 11-16 %. Отримано повне підтвердження адекватності математичних моделей, обґрунтованості вибору методів числових досліджень, відповідності створених моделей, а також достовірність і точність одержаних результатів.

7. Результати досліджень упроваджені в ході виконання низки господарських і договорів про співпрацю з підприємствами, а також бюджетних тем в НТУ „ХПІ”. Запропоновані теоретичні розробки, алгоритми і моделі застосовні для використання при дослідженні широкого класу складнопрофільних тіл з кінематично генерованими поверхнями, які є об’єктами досліджень в різних галузях машинобудування.

**Публікації.** Загальна кількість публікацій здобувачів 105 ( з них за темою наукової праці 94). Зокрема в **реферованих міжнародних журналах** - 9.

**Загальна кількість цитувань авторів за базою даних SCOPUS** - 25, **загальний індекс цитування робіт авторів за базою даних SCOPUS** - 2.

Здобувачі:

Ткачук М.М.

Грабовський А.В.

Скріпченко Н.Б.

Вчений секретар НТУ "ХПІ"

Зайцев Ю.І.