

УДК 620.178.15

Вовк Л.П., д.т.н.

АДІ ДонНТУ, м. Горлівка

## ЗАСТОСУВАННЯ КОМП'ЮТЕРНОГО МОДЕЛЮВАННЯ ПРИ ВІБРОАКУСТИЧНІЙ ДІАГНОСТИЦІ ПОРШНЕВИХ ПАЛЬЦІВ

*Розглядається можливість застосування акустичного методу вільних коливань до діагностики якості зовнішньої поверхні технологічно неоднорідних деталей. Обговорюються результати розрахунків методом кінцевих елементів частот коливань дефектних і бездефектних деталей. Як приклад запропоновано спосіб визначення характеристик дефекту в поршневому пальці двигуна внутрішнього згоряння.*

### **Вступ**

Приповерхневий шар матеріалу кожної деталі машинобудування завжди істотно впливає на міцність та довговічність не тільки окремої даної деталі і вузла, в який вона входить, але й на надійність усієї машини в цілому. Останнім часом інтенсивно розвиваються методи зміцнення деталей машин та елементів конструкцій шляхом нанесення покриття, поверхневого загартування струмами високої частоти, цементації, азотування, а також методи, засновані на використанні висококонцентрованих джерел енергії тощо. Контроль якості таких деталей пов'язаний зі складними мікроструктурними дослідженнями. З цієї точки зору розробка методу оперативної діагностики деталей, що мають складні властивості приповерхневих шарів, є важливою технічною проблемою. Незважаючи на свою актуальність, проблема динамічних випробувань подібних технологічно неоднорідних матеріалів досліджена порівняно мало.

Методи контролю, засновані на вимірі частот власних коливань, мають досить широке поширення при визначенні фізико-механічних властивостей різного роду матеріалів і виробів. У їхню основу покладена наявність залежностей між пружними константами матеріалу деталі і таких його властивостей як твердість, пористість, міцність тощо [1-4].

### **Аналіз публікацій**

Основними факторами, що впливають на вихід з ладу деталей машинобудування, є знос робочих поверхонь і утворення тріщин. Як показали проведені раніше дослідження [5, 6], утворення і розвиток тріщин має втомленосну природу, тому дуже важливо розробити методи діагностики деталей на різних стадіях життєвого циклу: виготовлення, ремонт тощо. Одним з найбільш ефективних методів діагностики різних конструкцій і деталей машин є ударне випробування з реєстрацією спектрального відгуку на динамічний вплив. Це дозволяє застосувати числено-експериментальну методика визначення комплексу механічних характеристик у залежності від глибини і використовувати отримані дані під час визначення спектра власних частот [7].

При розвитку дефектів у приповерхневих шарах зміцненої бічної поверхні деталей власні частоти коливань змінюються, що можна використовувати як інформативну ознаку наявності дефекту.

У динамічній теорії пружності коливання поршневих пальців (ПП) описуються складними системами диференціальних рівнянь руху Ляме еліптичного типу. Частоти коливань визначають за цими рівняннями із задовільною точністю тільки для нижчих форм коливань. Поява та нагромадження втомленосних ушкоджень ПП робить ці величини перемінними в часі. Це, у свою чергу, унеможливує рішення рівнянь руху ПП. Таким чином, традиційні методи, що припускають теоретичне обґрунтування в даному випадку застосовані бути не мо-

жуть, а розрахунки ведуться на основі необґрунтованих гіпотез [6], які не враховують складний характер динамічного навантаження і внутрішньої структури ПП.

**Мета роботи.** У даній роботі розглянуті особливості застосування методу власних частот для діагностування якості приповерхневих шарів технологічно неоднорідних деталей зі зміцненою зовнішньою поверхнею. Ця проблема в науковій періодиці не відображена.

### Основна частина

Як приклад, розглянемо особливості застосування акустичного методу для діагностування якості приповерхневих шарів однієї з найважливіших деталей циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згоряння – ПП.

Для розв'язання поставленої задачі був обраний метод кінцевих елементів (МКЕ), що є могутнім сучасним засобом розв'язання динамічних задач теорії пружності. Проблеми визначення власних форм і власних частот коливань у формі МКЕ зводяться до рішення системи рівнянь

$$M\ddot{q} + Kq = 0. \quad (1)$$

У задачах гармонійного аналізу вектор узагальнених переміщень у вузлах системи має вигляд

$$q = \bar{q} \exp(i\lambda t).$$

Тоді матричне рівняння (1) може бути записане як

$$Kq_i = \lambda_i Mq_i, \quad (2)$$

де  $K$  – матриця жорсткості системи;

$q_i$  – власний вектор;

$\lambda_i$  – власне значення;

$M$  – матриця мас.

Формула (2) являє собою рівняння власних коливань розглянутої системи і має нетривіальне розв'язання, коли детермінант системи дорівнює нулю

$$|K - \lambda^2 M| = 0.$$

Рішення рівняння проводилося на основі прямих чисельних схем з використанням пакета ANSYS. Найчастіше застосовуються процедури скороченого і підпросторового методів. У скороченому методі вихідне рівняння (2) записується у вигляді

$$K^C q_i^C = \lambda_i M^C q_i^C, \quad (3)$$

де  $K^C, M^C$  – відомі матриці жорсткості і мас;

$q_i^C, \lambda_i$  – невідомі власний вектор і власні значення.

Це рівняння повинне бути трансформоване до вигляду

$$A\psi = \lambda\psi, \quad (4)$$

де  $A$  – симетрична матриця.

Рівняння (3) після множення обох частин на  $(M^C)^{-1}$  набуває вигляду

$$(M^C)^{-1} K^C q^C = \lambda q^C.$$

Далі матрицю  $(M^C)^{-1}$  за допомогою методу Холесського приводимо до вигляду  $LL^T$

$$L^{-T} L^{-1} K^C q^C = \lambda q^C, \quad (5)$$

де  $L$  – нижня трикутна матриця.  
Визначимо

$$q^C = L^{-T} \psi \quad (6)$$

Комбінуючи (5) і (6), одержимо рівняння (4), у якому

$$A = L^{-1} K^C L^{-T}.$$

Підпросторовий метод заснований на послідовному виділенні початкових векторів і відповідних власних частот із загальної генеральної матриці. Визначимо

$$K^* = K + sM,$$

де  $K$  – генеральна матриця жорсткості;

$M$  – генеральна матриця мас;

$s$  – параметр зрушення.

На кожній ітерації формується матриця

$$F = MX_{n-1}$$

і масштабується до вектора власних значень  $\lambda_{n-1}$ . Потім знаходяться власні вектори  $\bar{X}_n$  і формується матриця  $K^* \bar{X}_n = F$ .

Ці рівняння зважуються фронтальним методом, а вектор  $\bar{X}_n$  масштабується до значень  $(\lambda_{n-1} - s)/\lambda_{n-1}$ , що дає змогу визначити підпросторові матриці

$$\bar{K} = \bar{X}_n^T K \bar{X}_n, \quad \bar{M} = \bar{X}_n^T M \bar{X}_n.$$

Власні вектори і власні значення обчислюються за допомогою співвідношення

$$K^* Q = \bar{M} Q \lambda_n,$$

де  $Q$  – власний вектор;

$\lambda_n$  – модифікований вектор власних значень.

### Чисельний аналіз

Для визначення власних значень і форм коливань ПП було розроблено МКЕ-модель без тріщини і з тріщиною (рис. 1). У зоні тріщини маємо значну згустку сітки кінцевих елементів, що дає змогу виявити особливості локальної концентрації напружень в її околу і врахувати змінення частот вільних коливань. Проводилось спеціальне дослідження ступеня згустки кінцевих елементів з метою аналізу його впливу на значення власних частот коливань і отримання достеменних результатів. Було з'ясовано, що при недостатньому ступені згустки огріхи у значеннях власних частот можуть досягти 10-15%. Достовірність розрахунків перевірялась традиційно за допомогою перевірки збіжності чисельних результатів.

Тріщина в циліндрі має просторову форму (еліптичну), на поперечному зрізі вона нахилена під кутом приблизно  $45^0$ , що має місце при мікроструктурних дослідженнях.

У процесі розрахунку були визначені перші 200 форм коливань і відповідні їм частоти. Ці дані в порівнянні з даними щодо пальця з тріщиною дозволяють визначити частоти, чуттєвіші до тріщини заданих розмірів і положення в просторі, а також визначити вплив розмірів тріщини на зсув спектра власних коливань.

На рис.2 представлені графіки власних частот коливань для поршневого пальця із тріщиною і без тріщини. Видно, що у високочастотній області (більш 100 кГц) спостерігається істотна розбіжність цих числових рядів.

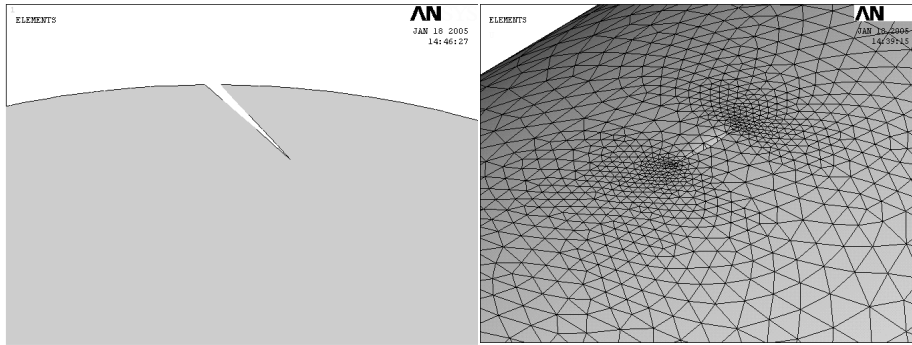


Рис. 1. Геометрія тріщини і її кінцево-елементна модель

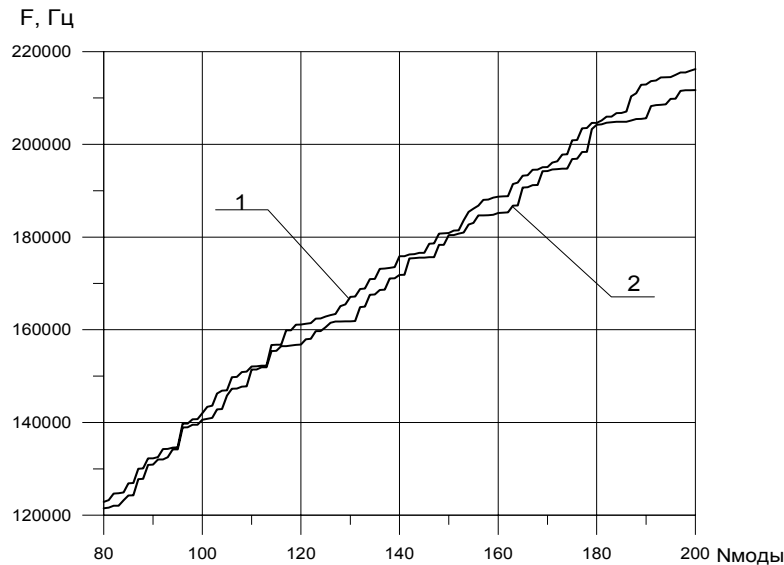


Рис. 2. Порівняння частот власних коливань для ПП із тріщиною (1) і без неї (2)

У результаті проведеного аналізу чисельного моделювання встановлено, що:

1. Наявність дефектів у деталі приводить до зміни спектра частот коливань.  
2. Величина «зрушення» частот залежить від розміру і місця розташування дефекту на зовнішній бічній поверхні ПП.

3. Якщо дефект знаходиться у «скупченості» коливань, то відповідна частота зрушується на максимальну для даного розміру дефекту величину.

4. Перебування дефекту в «вузлі» коливань не приводить до зрушення відповідної частоти.

Відзначимо, що використання для визначення спектра власних частот ПП чисельних методів дозволяє моделювати дефекти різного місця розташування і довжини. Для цього необхідно проаналізувати увесь спектр власних частот. Як критерій порівняння стану бездефектного і дефектного ПП може служити, наприклад, коефіцієнт кореляції спектрів[4]:

$$r = (\sum a_i a_{si} - (\sum a_i \sum a_{si}) / n) / \sqrt{(\sum a_i^2 - (\sum a_i)^2 / n)(\sum a_{si}^2 - (\sum a_{si})^2 / n)},$$

де  $a_i$  – значення амплітуд поточного спектра деталі з дефектом;

$a_{si}$  – значення амплітуд спектра бездефектної деталі;  $n$  – кількість частот у спектрі.

Підсумовування виконується для значень індексу  $i$ , що змінюються від 1 до  $n$ .

З метою визначення зміни коефіцієнта кореляції спектрів при збільшенні розмірів дефекту на поверхні ПП проводилися дослідження ПП із тріщинами описаної вище орієнтації різної довжини, що складає 0,01, 0,05, 0,2, 1, 2% від загальної довжини деталі. На рис. 3 показані результати порівняння спектрів бездефектного і дефектного ПП за коефіцієнтом кореляції.

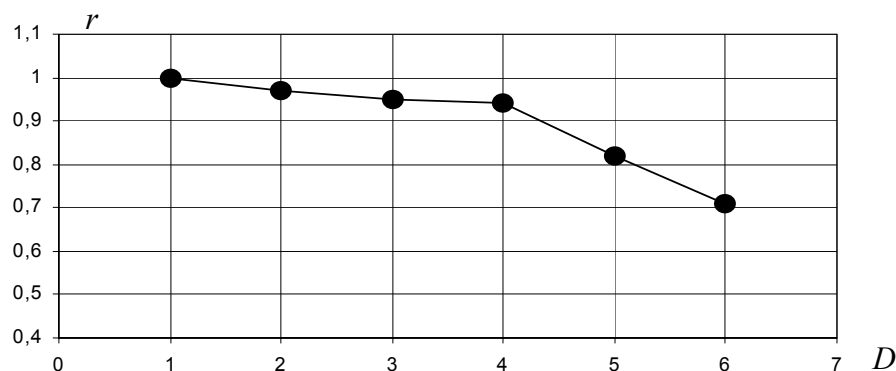


Рис. 3. Результати статистичного оброблення генерованих сигналів

Точці 1 з абсцисою 1 відповідає характеристика генерованого сигналу бездефектного ПП, точкам 2-6 – характеристики сигналів дефектних ПП. Саме: 2 – довжина тріщини складає 0,01% довжини ПП; 3 – 0,05%; 4 – 0,2%; 5 – 1%; 6 – 2%.

### **Висновки**

1. Теоретичні результати моделювання коливань ПП із дефектами на зовнішній поверхні дозволяють визначити інформативні параметри наявності дефектів у деталях розглянутої конфігурації за допомогою аналізу частотного спектра коливань. Порівнюючи спектри коливань за коефіцієнтом кореляції, можна виявляти дефекти типу тріщини довжиною 0,2 – 2% від довжини ПП.

2. Отримані результати показують, що використання сучасних програмних комплексів при математичному моделюванні коливань деталей машинобудування складної внутрішньої структури і наступного аналізу спектра коливань можуть зробити метод вільних коливань перспективним для проведення експрес-контролю неоднорідних деталей машинобудування.

3. Як перспективи розвитку запропонованої чисельно-аналітичної теорії досліджень у розглянутому напрямку можна запропонувати створення технологічної лінії для поточного контролю технологічно-неоднорідних деталей машинобудування із зміцненими приповерхневими шарами.

### **Список літератури**

1. Приборы неразрушающего контроля материалов и изделий / Под ред. В.В.Клюева. – М.: Машиностроение, 1985. – 326 с.
2. Алешин Н.П., Белый В.Е., Вовк Л.П. и др. Методы акустического контроля металлов. – М.: Машиностроение, 1989. – 456 с.
3. Ланге Ю.В. Акустические низкочастотные методы неразрушающего контроля многослойных конструкций. – М.: Машиностроение, 1991. – 272 с.
4. Московенко И.Б., Коварская Е.З., Славина Л.Я. Применение низкочастотного акустического метода контроля качества изделий и конструкций из металла // Сборник докл. конф. «УЗДМ-98». Санкт-Петербург, 3-5 июня 1998г. – С. 217-220.
5. Кинасошвили Р.С. Расчет поршневого пальца авиационного двигателя. – М.: Оборонгаз, 1977. – 148с.
6. Полупанов Ф.П. и др. Уруго-пластическое деформирование поршневых пальцев автомобильных и тракторных двигателей под действием электрогидравлического эффекта. – М.: Машиностроение, 1992. – 375с.
7. Вовк Л.П. Напряженно-деформированное состояние поршневого пальца при динамическом нагружении // Вестник машиностроения. – 2003. – №8. – С. 27-29.

Стаття надійшла до редакції 13.02.06  
© Вовк Л.П., 2006