

## ЛЕКЦІЯ 5-6

### ДЖЕРЕЛА ТА ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІБРАЦІЙ РІЗНОМАНІТНИХ РОТОРНИХ МАШИН І ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

#### **Машина є комплексом взаємозв'язаних елементів**

Машина є комплексом взаємозв'язаних елементів, що взаємодіють не тільки між собою, але і з навколишнім середовищем. Коливальні процеси (вібрації), що генеруються машинами в процесі їх функціонування, — безпосередній результат взаємодії їх деталей. Властивості або зміна властивостей деталей виявляються в їх взаємодії, саме тому вібрації — побічний результат взаємодії — є носієм інформації про технічний стан елементів машини, створюючих кінематичні пари:

- *пару коліс у зубчатому зачепленні;*
- *обойми, тіла кочення, сепаратор — в підшипнику кочення;*
- *циліндр і поршень — у двигуні внутрішнього згорання і тому подібне.*

Одночасно з цими явищами в машині має місце взаємодія елементів, що рухаються або обертаються, із зовнішнім середовищем:

- *обертання лопаток турбіни або лопатей гвинта в потоці газу;*
- *вихреутворення в потоці на межі середовищ;*
- *кавітація в рідині;*
- *явище гідравлічного удару та ін.*

Машина є комплексом взаємозв'язаних елементів, що взаємодіють не тільки між собою, але і з навколишнім середовищем. Відмову одного з елементів спричиняє за собою порушення працездатності всієї машини. Наявність складних функціональних і вібраційних зв'язків між елементами машини, велика кількість структурних і регулювальних параметрів, високий рівень віброактивності, що закладаються ще на етапі проектування, посилювання при виготовленні і в процесі експлуатації істотно ускладнюють розроблення і формалізацію процедури діагностики.

Відносно переміщення великого числа взаємодіючих елементів породжує в машині динамічні процеси, збуджувальні пружні коливання як машини в цілому, так і окремих її вузлів і деталей.

При збудженні коливань одночасно всіма кінематичними парами машини утворюється єдине хвильове поле, і діагностика полягає в розділенні сумарного процесу на складові так, щоб можна було оцінити внесок у технічний стан кожної кінематичної пари (вузла механізму).

Розуміння динаміки механічних систем має велике значення для діагностування технічного стану машин.

У будь-якому випадку підвищення вібрації є три чинники:

- *джерело, де створюються динамічні сили;*
- *шлях, по якому передається енергія;*
- *приймач, що визначає, які рівні вібрації є допустимими для конкретної машини.*

Усунення проблем, пов'язаних з вібрацією, можливе двома шляхами:

- *шляхом аналізу вібросигналу;*

- *шляхом аналізу механічної системи.*

Перший шлях – це власне вібродіагностика, в ході якої аналізують відгук конструкції машини на невідоме збудження і намагаються подати результати аналізу в зручній для діагностування технічного стану машини формі.

При другому шляху визначають розрахунковий, експериментальний або, комбінуючи два ці методи, динамічні властивості конструкції, тобто її жорсткісні і демпферувальні властивості, проводячи оптимізацію (додання потрібних властивостей) конструкції машини.

Перший шлях буде розглянутий у наступній частині посібника. Ця ж частина книги присвячена огляду методів вирішення проблеми другим методом. При цьому основну увагу приділимо першому з трьох чинників, що призводять до появи вібрацій машин, а саме їх джерелу, де створюються динамічні сили.

Для отримання достатньо повної інформації про машину як джерело вібрації і причини, що її викликають, необхідний широкий комплекс досліджень різних параметрів: вібраційних, енергетичних, конструктивно-технологічних, інерційно-жорсткісних і експлуатаційних. Необхідно не тільки виявити джерела коливань, але і вивчити характер поширення їх по конструкціях.

Генераторами збудження вібраційного поля працюючої машини є дисбаланс ротора, турбулентність потоку газу або рідини, оточуючої об'єкт, кінематичні погрішності виготовлення і зазори, зміни параметрів механічної системи в часі, порушення чистоти і геометрії контактуючих поверхонь, удари і багато інших причин.

Рівень віброактивності машин закладається ще на етапі конструювання, він визначається технологією виготовлення вузлів машини, технологією складки, а також організацією експлуатації. Розглянемо порядок побудови моделей на прикладі поширеного типу машин – роторних.

Складність вібропроцесів, що генеруються роторними машинами, зажадали розбиття частотного діапазону їх вібрацій на три піддіапазони:

- *діапазон низьких частот (від 0 до 200—300 Гц);*
- *діапазон середніх частот (від 200—300 Гц до 1—2 кГц);*
- *діапазон високих частот (від 1—2 кГц до 10—20 кГц).*

При розгляді діагностичних моделей доцільно ввести ще один піддіапазон:

- *діапазон надвисоких частот (від 10 — 20 кГц до 100—200 кГц).*

Корисність такого пояснюється тим, що кожному діапазону властиві свої збурювальні сили, своя фізична модель машини як пружної коливальної системи і своя діагностична модель.

*Низькочастотна вібрація* носить переважно гармонічний характер, оскільки одній з характерних причин її є неврівноваженість мас, що обертаються. Найбільш імовірними причинами низькочастотних коливань є:

- *неврівноваженість;*
- *відхилення від співвісної валів;*
- *порушення геометрії вузлів;*
- *періодичні сили, що створюються робочим процесом.*

Динамічна модель машини в області низькочастотних коливань є комбінацією зосереджених мас, пов'язаних пружними безінерційними елементами. Сили в цих моделях, як правило, носять детермінований характер. Вся машина розглядається як

пружна єдина система, дослідження якої проводиться методами прикладної теорії коливань.

Колівання *середньочастотного діапазону*, як правило, зумовлені:

- вищими гармоніками сил неврівноваженості ротора, обумовлених наявністю нелінійних елементів у системі;
- порушенням геометрії кінематичних пар;
- динамічною взаємодією елементів машини між собою і з навколишнім середовищем.

Аналіз динамічного стану машини в цьому діапазоні, як правило, проводиться розбиттям системи на ряд підсистем із зв'язками, параметрами типу динамічної жорсткості, імпедансу, податливості, що характеризуються. У цьому діапазоні коливання викликаються робочими процесами і носять квазіполігармонічний характер. Наявність параметричної і нелінійної взаємодії деталей призводить до істотного ускладнення фізичної і математичної моделей. Для цього діапазону характерна також наявність випадкового збудження, що є результатом дії технологічних, кінематичних, регулювальних та інших випадкових чинників.

У *діапазоні високих частот* коливання машин є пружними хвилями, що поширюються по неоднорідних конструкціях. Їх розв'язання слід вести акустичними методами, розвиненими для складних з геометрії і структури суцільних середовищ. Для коливань цих частот характерним є те, що вони несуть невелику частину коливальної енергії всього спектра і при поширенні добре демпфуються.

Окрім перелічених вище джерел вимушених коливань у машинах збуджуються коливання на власних частотах, спектр яких ущільнюється із зростанням частоти. До джерел коливань на резонансних частотах слід віднести неперіодичне, випадкове і імпульсне збурення.

Нижче буде показано, що основними джерелами коливань у турбомашинах і насосах є неврівноважені сили інерції, збуджувальні поперечні коливання роторів на частоті обертання  $f_{вр}$  її гармоніках  $kf_{вр}$ ,  $k = 1, 2, 3..$  Окрім них, збуджуються полігармонічні коливання лопатевих частот  $f_1 = kzf_{вр}$ ,  $до = 1, 2, 3 ...$ , де  $z$  — число лопатей гвинта (вентилятора, компресора, турбіни).

В електричних машинах до вказаних вище додається щітковий і магнітний шуми, в редукторі — коливання на зубчатих частотах, також кратних частоті обертання. У двигунах внутрішнього згорання основними збурювальними силами є сили тиску газів, сили інерції поворотно-поступально рухомих частин, що обертаються, моменти цих сил, неврівноваженість навантажень по циліндрах та інші причини, що викликають ударне збурення поршнів об циліндрові втулки, клапанів об сідла, шум всмоктування і вихлопу газів та ін. До цього необхідно додати збудження коливань у підшипниках кочення і ковзання, без яких жоден із вказаних вище механізмів не може функціонувати.

Це далеко не повний перелік джерел збудження коливань у машинах, його можна також доповнити інформацією про коливання на власних частотах, суб- і супергармоніках, комбінаційних частотах основних частот збудження при нелінійних і параметричних коливаннях і, таким чином, отримати деяке уявлення про частотний склад спектрів збудження і відгуку механічної системи об'єкта, що діагностується. Проте ця інформація не є діагностичною навіть, якщо відомий

амплітудно-частотний склад коливань. Це свого роду перешкода, від якої розвиваються зміни властивостей віброакустичного сигналу при появі несправності; такі зміни і є постачальниками діагностичної інформації. Вплив дефектів на зміну коливальних властивостей машини досліджують за допомогою її динамічних моделей.

Динаміка як окрема дисципліна базується на принципах класичної механіки. Матеріальна точка, як найбільш простий об'єкт дослідження, задовольняє рівняння Ньютона, які були опубліковані в 1686 р. в його праці "Philosophiae Naturalis Principia Mathematica".

Поняття твердого тіла було введено Ейлером у 1775 р. в його праці "Nova methodus motum corporum rigidarum determinandi". Для врахування дії зв'язувань і шарнірів Ейлер використовував принцип заміни дії зв'язувань силами їх реакції. Отримані рівняння відомі в механіці як *рівняння Ньютона-Ейлера*.

Механічна система вперше була розглянута в 1743 р. Даламбером в його "Traite de Dynamique", де він провів відмінності між *активними силами і силами реакції* і ввів принцип, що нині носить його ім'я. У 1788 р. у праці «Mecanique Analytique» Лагранж провів аналіз пов'язаних механічних систем, застосувавши варіаційні принципи до кінетичної і потенційної енергії механічної системи, зважаючи на кінематичні зв'язки між тілами системи і вибрані узагальнені координати, і отримав у результаті так звані рівняння Лагранжа першого і другого роду. *Рівняння Лагранжа другого роду - мінімальний набір диференціальних рівнянь другого порядку, що описують динаміку механічної системи.*

Незважаючи на очевидні успіхи, до 60-х років минулого століття складність вирішуваних завдань була обмежена об'єктивними причинами - нелінійні ефекти різної природи і неефективні чисельні методи робили вирішення більш-менш складних завдань надзвичайно скрутною процедурою, що вимагало великих затрат ручної праці.

Високі вимоги на складність моделей у першу чергу для космічної галузі і бурхливий розвиток обчислювальної техніки привели до появи нового розділу механіки - *динаміки систем тіл*, в якому принципи класичної механіки були доповнені і розширені з погляду застосування комп'ютерних алгоритмів синтезу і вирішення рівнянь руху механічних систем.

### **Методи дослідження машини як джерела вібрацій**

Для вирішення проблем динаміки машин з початку 60-х років минулого століття почате розроблення комп'ютерних програм, в яких досліджуваний об'єкт постає системою абсолютно твердих тіл або тіл, що деформуються. Тіла при цьому, пов'язані кінематичними парами різних типів і силовими елементами.

Одні з перших алгоритмів (формалізмів) комп'ютерного синтезу рівнянь руху були запропоновані в 1965 р. Хукером і Маргулісом і в 1967 р. Роберсоном і Швертассеком. Окрім цих чисельних формалізмів, розвивалися також методи символічного виведення рівнянь руху. Один із перших методів був опублікований Шиленим і Кройцером у 1977 р. Перші закінчені комерційні програмні продукти для моделювання динаміки систем тіл з'явилися у 80-х роках минулого сторіччя.

На сьогодні на ринку програмного забезпечення цей напрям представлений досить великим числом універсальних програм, наприклад, MSC.ADAMS,

LMS.DADS, SYM-PACK, а також спеціалізованих програм, орієнтованих на конкретні об'єкти.

У Росії помітного поширення набув програмний комплекс «Універсальний механізм» (УМ), розроблений в лабораторії обчислювальної механіки Брянського державного технічного університету .

Комплекс містить універсальне ядро і ряд спеціалізованих модулів для моделювання динаміки автомобілів, залізничних екіпажів, гусеничних машин, модулі оптимізації, розрахунку довговічності та ін.

Програмний комплекс має інтерфейси з іншими програмними продуктами. Так, наприклад, модуль моделювання пружних тіл підтримує імпорт даних з ANSYS і MSC.NASTRAN, модуль імпорту 3D-моделей з CAD-програм на сьогоднішній день підтримує Solidworks, КОМПАС, Autodesk Inventor і Pro/e, модуль UM Control забезпечує імпорт моделей з Matlab/simulink.

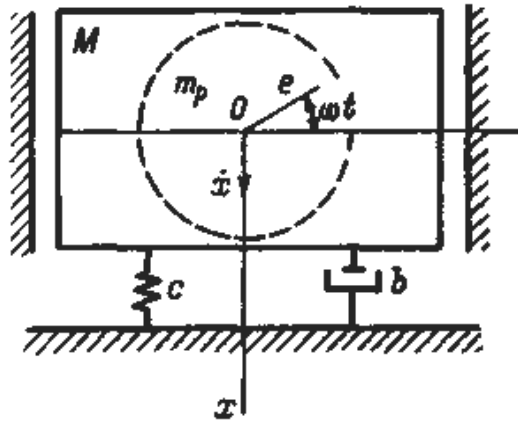
Властивості вузлів і деталей машини, визначення яких становить діагностику, якнайповніше виявляються при їх взаємодії, а коливання і шум машини є безпосереднім результатом взаємодії деталей, зокрема результатом їх зіткнень. Тому коливання машини містять багату інформацію про її стан, яку неможливо або важко отримати з інших джерел.

У діагностиці всі явища можна розглядати з інформаційної точки зору, а взаємозв'язок явищ - як перетворення інформації. Фізичним носієм інформації про стан елементів механізму у вібродіагностиці служать пружні хвилі, які збуджуються в машині співзіткненням деталей і реєструються датчиком коливань, встановленим на його корпусі. Досліджуючи їх, дізнаються про властивості механізму, які є першоджерелами його коливань. Існує декілька причин, що викликають коливання машини.

*Одна з них* пов'язана з неврівноваженістю рухомих деталей. Вона вимушує машину коливатися як єдине ціле щодо положення рівноваги. Ці коливання (вібрації) характеризуються низькими частотами (десятки, рідше за сотню, герц), порівняно великими амплітудами переміщення і малими прискореннями. Основна частота вібрацій машини дорівнює числу обертів валу, на якому є незбалансована маса, за секунду. Можуть спостерігатися також гармоніки, кратні основній частоті. Амплітуда вібрацій пропорційна квадрату кутової швидкості обертання валу; вона залежить також від маси механізму і від жорсткості кріплення його до фундаменту.

*Другим джерелом* коливань механізму служать зіткнення його деталей. Вони відрізняються високими частотами (тисячі герц), малими амплітудами зсуву (частки мкм) і значними прискореннями (сотні  $\text{см}/\text{с}^2$ ). Частоти цього виду коливань цілком визначаються його розмірами, формою і пружними константами матеріалу деталей. Їх амплітуда пропорційна швидкості зіткнення деталей.

Машину можна представити у вигляді багатоканальної системи зв'язку (рис.12). Джерелами інформації служать кінематичні пари. У момент співзіткненням деталей вони виробляють сигнали, в яких закодована інформація про їх стан. Сигнали у формі пружних хвиль приходять до датчика, встановленого на машині, де вони перетворюються в змінну електричну напругу, яка надходить потім у діагностичний пристрій для аналізу.



Рисункок 12 - Модель неврівноваженої роторної машини

Представлення механізму у вигляді багатоканальної системи зв'язку дозволяє сформулювати дві основні проблеми, вирішення яких становить предмет технічної діагностики, а також використовувати в діагностиці методи і досвід багатоканального зв'язку. Проблеми ці такі:

- *потрібно знайти способи розділення сигналу, отриманого з датчика, на такі складові, кожна з яких належить тільки одній кінематичній парі;*
- *потрібно за цією складовою оцінити стан тієї кінематичної пари, що відправила її.*

Сигнали в діагностиці відрізняються частотним складом і часом передачі, тому при їх аналізі використовують частотну фільтрацію і частотне розділення або стробування.

Далі основна увага приділена з'ясуванню структури вібросигналу, що генерується різними кінематичними парами, тобто фізичній стороні справи. При аналізі коливань, що генеруються машиною, можна застосовувати аналітичні або експериментальні методи.

Математичні моделі розробляються:

- *для розуміння поведінки конструкції під дією динамічних сил і навантажень;*
- *для моделювання або оцінки реакції системи на вплив зовнішніх сил;*
- *для моделювання змін діагностичних характеристик у зв'язку зі зміною фізичних умов.*

Математична модель, як правило, не є моделлю самої машини. Шведські моделі є моделями динамічної поведінки конструкції, створеними з урахуванням ряду припущень і граничних умов.

Математичні моделі базуються на результатах розподілу пружин, що ідеалізуються, і демпфуючих елементів за певних граничних умов. Ці розрахунки звично виконуються за методом скінченних елементів, при застосуванні яких конструкція розглядається як комбінація еластичних елементів з певними масами і жорсткостями, і в результаті виходить система великого числа залежних диференціальних рівнянь, які можуть бути розв'язані тільки за допомогою комп'ютерів.

Більшість математично змодельованих конструкцій вимагають перевірки і коректування шляхом проведення повномасштабних динамічних випробувань прототипів створюваної машини.