

$$tg\beta = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} = \frac{0.5 \cdot (\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{0.5 \cdot (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})} = \frac{1 - R}{1 + R},$$

тобто при сталому β виявляється сталим і коефіцієнт асиметрії R (такі цикли називають *подібними*).

У цілому можна відзначити такі загальні закономірності:

- із збільшенням коефіцієнта асиметрії підвищуються статична складова циклу (середнє напруження) і граничне напруження циклу або межі витривалості;
- при підвищених температурах вплив асиметрії циклу посилюється;

- при корозійній втомі збільшення статичної складової може призводити до сильнішого впливу явища корозійного розтріскування під напруженням. Збільшення асиметрії циклу R і пов'язане з ним підвищення граничної амплітуди σ_a приводить до меншого впливу середовища на зниження втомної міцності;

- за наявності концентраторів напруження чутливість матеріалу до концентрації напруження падає;

- зі збільшенням R швидкість росту втомних тріщин знижується, причому максимальні її значення належать до симетричного циклу;

- амплітудне значення напруження чинить на швидкість росту тріщин значно більший вплив, ніж середнє, проте при однаковій амплітуді напруження зростання середніх їх значень призводить до збільшення швидкості росту тріщин;

- зростання середнього напруження циклу при незмінних амплітудних значеннях напруження приводить до систематичного зниження числа циклів до виникнення тріщини N_{TR} .

Чутливість втомної міцності металу до асиметрії циклу характеризує коефіцієнт $\psi_\sigma = (2\sigma_{-1} - \sigma_0) / \sigma_0$. Значення коефіцієнтів ψ_σ зазвичай знаходяться в межах від 0,1 до 0,2 для вуглецевих сталей і від 0,2 до 0,3 для легованих сталей (при крученні значення ψ відповідно дорівнюють 0,0-0,1 і 0,1-0,15).

Алюмінієві сплави дуже чутливі до асиметрії циклу напруження. Із збільшенням середньої розтягуючого напруження циклу помітно знижуються значення граничної амплітуди.

Значення ψ_σ , як показують дослідні дані, залежать від статичної міцності сплаву, бази випробування і рівня середнього напруження циклу.

Асиметрія циклу істотніше позначається на опорі втомі на малих базах, тобто при великих рівнях навантаження і відповідно малій кількості її циклів.

Для зіставлення амплітуди асиметричного циклу з межею витривалості σ_{-1} при симетричному циклі найчастіше використовується така залежність, що є рівнянням прямої, яка сполучає точки А і В на діаграмі граничного напруження (рис.3.30):

$$\sigma_a = \sigma_{-1} - \psi_\sigma \cdot \sigma_m.$$

Як бачимо, порушення симетрії циклу приводить до зменшення амплітуди напруження, яке може витримати деталь за умови, що число циклів навантаження щодо симетричного навантаження залишається незмінним.

Л10 СПОСОБИ ЗНИЖЕННЯ КОЛИВАНЬ, ДО ЧОГО ЗВОДИТЬСЯ ДІЯ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ, ТИПИ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ, ЯК ОЦІНЮЄТЬСЯ ЕФЕКТИВНІСТЬ ВІБРОІЗОЛЯТОРІВ

До певного часу застосування розрахункових методів у динаміці машин стримувалося недостатнім рівнем розвитку обчислювальної техніки і чисельних методів. Тому значне поширення мали експериментальні способи дослідження різноманітних характеристик машин, що проводяться на їх натурних зразках або моделях, які виконуються у певному масштабі.

Розроблення масштабу моделей здійснюється відповідно до правил теорії подібності. Основними поняттями, якими оперує ця теорія, є критерії подібності π , що є безрозмірними величинами (комплексами), складеними з розмірних параметрів, що характеризують фізичні властивості натурної машини. Критерії подібності у натурної машини і моделі мають бути рівні

$$\pi = \text{idem.}$$

Для одноступеневої системи, що здійснює вимушені коливання, критерії подібності мають, наприклад, такий вигляд :

$$\pi_1 = \frac{K}{M\omega^2}, \pi_2 = \frac{G_0}{M\omega^2 X}, \pi_3 = \omega t, \pi_4 = \frac{C}{M\omega},$$

де K, C – коефіцієнти жорсткості і демпфірування;

M – маса ;

G_0 – амплитудне значення сили;

X – амплітуда коливань;

ω – частота вимушених коливань;

t – час.

Фізичне моделювання є плідною галуззю сучасних інженерних знань, що дозволяє вирішувати безліч проблем, що стоять перед дослідником, певне місце серед яких займає і вібродіагностика. Фото двох типів фізичних моделей наведені на рис.2.6.

На рис. 2.6 а показаний перший тип моделі, яка відтворює в масштабі основні конструктивні елементи роторної машини :

- *привід (1);*
- *муфту (2)*
- *опори (3);*
- *робочий орган (4).*

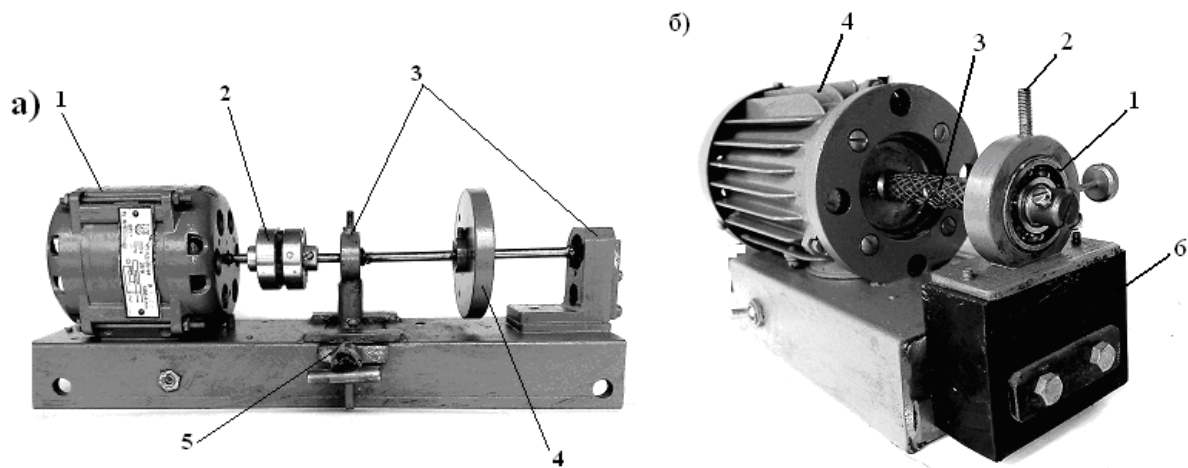
Модель дозволяє відтворювати основні дефекти роторної машини:

- *дисбаланс, шляхом постановки додаткових важків на диск 4;*
- *розсцентровання з привод шляхом переміщення повзуна 5.*

На рис.2.6 б наведений другий тип моделі, що містить натурний вузол реальної машини (у даному випадку підшипник кочення). Дана модель дозволяє досліджувати характер прояву типових дефектів підшипникових опор ротора:

- *знос тіл кочення;*
- *знос зовнішньої обойми підшипника;*
- *знос внутрішньої обойми підшипника*

у вібраціях, які ці опори генерують.



Рисункок 34 - Два типи фізичних моделей машини

Вібрація фіксується датчиком, який закріплюється за допомогою шпильки 2 (рис.34 б). Досліджуваний підшипник (1) приводиться для обертання приводом (4), з яким він сполучений гнучким (гумовим) валом (3). Гнучкий вал і гумова опора (6) ізолюють підшипник від вібрацій привода, що є в даному випадку перешкодою.

Фізичне моделювання до цього часу, нехважаючи на бурхливий розвиток чисельних методів, і обчислювальної техніки, у ряді випадків, залишається вельми ефективним методом дослідження, що дає вирішальні за своєю значущістю результати. Так, наприклад, на фізичній моделі другого типу можна відтворити крайові ефекти в підшипниках ковзання і щільних ущільненнях, що піддаються математичному опису тільки з певною часткою достовірності. Перевагою фізичної моделі є так само можливість відтворення на ній різних дефектів, пов'язаних, наприклад, з ослабленням конструктивних зв'язків між елементами машини унаслідок їх зносу, ослаблення їх кріплення і тому подібне.

Обидва різновиди моделювання - математичне і фізичне - тісно пов'язані між собою, оскільки доповнюють один одного. Розрахунок дозволяє визначити найбільш важливі параметри машини, що підлягають моделюванню, сформулювати завдання експерименту. Дані ж, отримані на фізичній моделі, у свою чергу, можуть бути початковим матеріалом для розрахунку і перевіркою його правильності.

Ознайомившись з методами моделювання машини, розглянемо моделі вібрацій, які генерують різноманітні за конструкцією і призначенням машини і їх типові елементи.

Форма представлення вібропроцесів, які використовуються у вібродіагностиці.

Уся різноманітність коливальних процесів у машині, виходячи з причин їх виникнення, як вже згадувалось, можна подати у вигляді якоїсь суми вимушених і власних коливань вузлів і деталей машини, а також мікроколивань, причини виникнення яких досить різноманітні. Перший тип коливань займає звуковий діапазон частот, другий - ультразвуковий. Розглянемо форму представлення вібропроцесів у кожному з цих діапазонів частот окремо.

Звуковий діапазон частот

Вібропроцеси, що фіксуються в даному діапазоні частот (від часток 1Гц до десятків кілогерц), містять інформацію про робочі процеси, що проходять у машині,

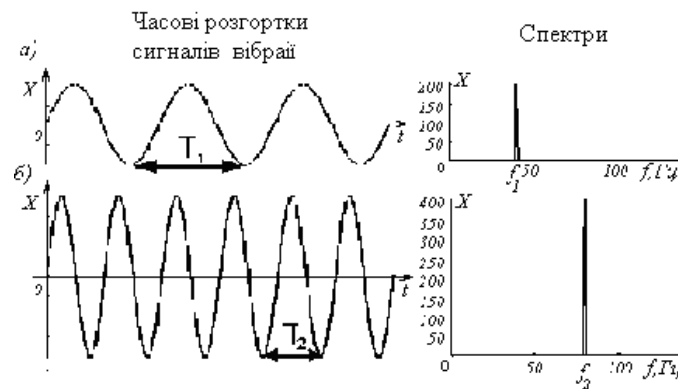
якість її виготовлення, свідчать про грубі зміни структурних параметрів, що граничать з аварійним станом, характеризують коливання в діапазоні власних частот конструкції машини, і можуть інформувати про наявність дефектів на достатньо ранній стадії їх розвитку.

Виходячи ж із характеру проходження вібропроцесів у часі, їх ділять на детерміновані, що піддаються точному математичному опису, і випадкові, точний опис яких утруднений і значення яких у фіксовані моменти часу можна передбачати лише з певною часткою ймовірності. Кожен з цих класів, у свою чергу, розбивають на підкласи.

Розглянемо ряд найбільш часто використовуваних при діагностуванні ідеалізованих представлень реальних віброакустичних процесів.

При діагностуванні машин циклічної дії, у яких характер взаємодії елементів підпорядкований періодичному закону, наприклад, відцентрових насосів, пов'язаному, як правило, з обертальним рухом, вважається, що коливання машини в низькочастотному діапазоні (до 200 - 300 Гц) підкоряються гармонійному закону (рис.35).

$$x(t) = a \cdot \cos(2\pi f_0 t + \varphi).$$



Рисункок 35 - Гармонійний вібраційний сигнал у часовій і частотній областях : а) і б) сигнали з різною частотою і амплітудою коливань

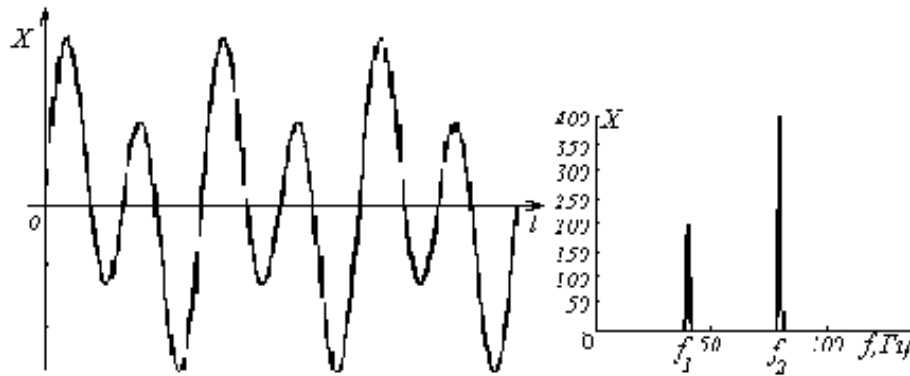
Енергія цих коливань велика, вони поширюються на великі відстані, порушуючи коливання всієї машини в цілому. Амплітуда цих коливань **a** залежить від ступеня неврівноваженості рухомих мас. У випадку, наприклад, роторних машин величина цих коливань визначається величиною дисбалансу і відношенням критичної частоти обертання ротора $f_{кр}$ до робочої (оборотною) частоти f_0 .

Для ефективного діагностування недостатньо мати відомості про вимушені коливання машини на робочій частоті f_0 , необхідно залучати додаткову інформацію, що міститься у вібросигналі, що є в реальності не одно-, а багаточастотним.

Так, вібрацію роторних машин у низько- і середньочастотному діапазонах (приблизно від 200 Гц до 2 кГц) найчастіше подаються у вигляді полігармонійних коливань (рис.2.8):

$$x(t) = \sum_{k=1}^n a_k \cos[k(2\pi f_0 t) + \varphi_k].$$

Множник **k** визначає періодичність появи гармонійних складових протягом одного обороту ротора.



Рисункок 36 - Полігармонійний вібраційний сигнал у часовій і частотній областях

Повніші відомості про параметри вібросигналу можна отримати, якщо перейти до розгляду його характеристик не в часовій, а в частотній області.

У частотній області вібросигнал описується так званим спектром, що показує розподіл коливальної енергії, що міститься в ньому, за частотою.

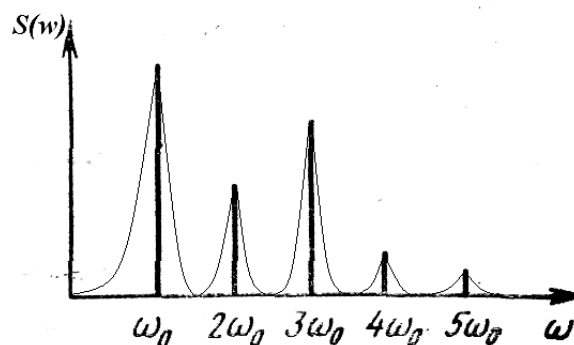
Спектр полігармонійних коливань (рис. 2.8) описується таким виразом:

$$S(f) = \sum_{k=1}^n S(k \cdot f_0) \cdot b(f - k \cdot f_0),$$

де $S(k \cdot f_0)$ - величина k -ої спектральної складової;

$b(f - k \cdot f_0)$ - дельта функція Дірака, яка дорівнює нулю на всіх частотах, окрім частот гармонійних складових $k \cdot f_0$.

На рис. 37 зображений ідеалізований спектр полігармонійних коливань. Про нього говорять, що він дискретний з відліками в точках, що збігаються з частотами, де знаходяться гармонійні складові ($f_i = k \cdot f_0$). У реальних процесів спектр суцільніший (тонка лінія на рис.37) за рахунок наявності коливань на проміжних між гармоніками частотах.



Рисункок 37 - Спектр ідеалізованих полігармонійних коливань

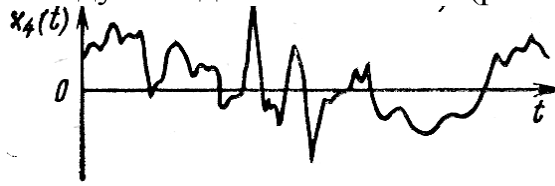
Одна з причин складнішого характеру спектру реальних коливань, наприклад, у роторних машин пояснюється наявністю в ній окрім спектральних складових, викликаних обертанням ротора, інших гармонійних частотних рядів, причиною появи яких є конструктивні елементи, що обертаються разом з ротором (лопатки робочого колеса насоса, лопатки на диску турбіни, лопаті вентилятора і тому подібне).

Гармонійні складові цих рядів пов'язані з оборотною частотою таким чином:

$$k \cdot i \cdot z = k(f_0 \cdot z), k = 1, 2, 3, \dots, n,$$

де z - число конструктивних елементів, розміщених по колу ротора.

У міру зносу машини і розвитку дефектів характер їх вібрацій ускладнюється, набуваючи з часом вигляду випадкових коливань (рис. 2.10).



Рисункок 38 - Випадковий вібраційний сигнал.

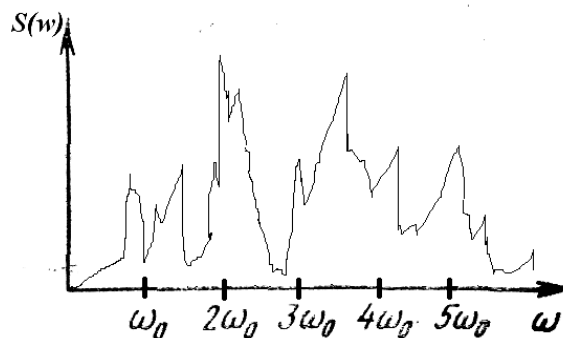
Для опису подібного процесу в тимчасовій і частотній областях у попередніх формулах знак суми необхідно замінити знаком інтеграла.

$$x(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S(2\pi \cdot f) e^{i2\pi f t} d(2\pi f),$$

$$S(2\pi f) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(t) e^{-i2\pi f t} dt.$$

Ці вирази називаються відповідно прямим і зворотним перетворенням Фур'є. Функція $S(2\pi f)$ називається спектральною щільністю, модуль якої $|S(2\pi f)|$ характеризує розподіл інтенсивності гармонійних складових вібросигналу $x(t)$ за частотами. Число цих складових нескінченно велике, а інтенсивність нескінченно мала і дорівнює добутку $|S(2\pi f)| \cdot d(2\pi f)$, завдяки тому що інтервал $d(2\pi f)$ нескінченно малий. Але якщо узяти кінцевий інтервал $\Delta 2\pi f$, як це має місце в практиці діагностування, то сумарна інтенсивність коливань, що припадає на цей інтервал, буде вже кінцевою. Приклад спектральної щільності випадкових коливань наведений на рис. 39.

Вібраційний сигнал містить повну інформацію про взаємодію деталей працюючої машини. Вся складність вібродіагностики полягає в тому, як витягувати з цього сигналу інформацію про стан окремого вузла (деталі) і локалізувати несправність, що виникла. Труднощі також пов'язані з великим рівнем перешкод при порівняно малій зміні корисного сигналу, що вимушує шукати інформативні діагностичні ознаки, чутливі до дефекту, що розвивається, і інваріантні до чинників, що заважають.



Рисункок 39 - Графік спектральної щільності випадкового вібраційного сигналу

Зміна загального рівня, як правило, свідчить про грубі зміни технічного стану, що відзначаються за наявності дефектів, що мають значний ступінь розвитку. Локалізація ж дефекту (особливо на ранній і середній стадіях його розвитку), що

розвивається, визначення ступеня розвитку дефекту, що зароджується, і прогноз на майбутнє можливі лише на основі тонких досліджень структури вібросигналу і зв'язку його з кінематикою і динамікою механізму машини, що забезпечується, зокрема, переходом в ультразвуковий діапазон частот.

Ультразвуковий діапазон частот

Ультразвукових процесів, здатних інформувати про ранню стадію розвитку дефектів, досить багато. Один з них, пов'язаний з випромінюванням хвиль напруги, що викликається виникненням і розвитком різних за природою дефектів, аж до дефектів структури матеріалу, називається акустичною емісією. Це явище заслуговує на особливу увагу, тому розглянемо його природу детальніше.

Вимірювання параметрів хвиль напруги дозволяє виявляти, оцінювати розміри і ступінь небезпеки дефектів, прогнозувати руйнівне навантаження і ресурс.

Сучасна апаратура дозволяє виявляти рух скупчення дислокацій і розвиток мікротріщини площею 0.01 кв. мм.

Хвилі напруги у твердих тілах можуть збуджуватися як зовнішніми, так і внутрішніми джерелами. Прикладом зовнішніх джерел є:

- зіткнення твердих тіл;
- струмені рідини (газу) при обтіканні тіла в режимах турбулентної течії, кипіння, кавітації;
- сухе тертя твердих тіл при взаємному ковзанні.

Акустична емісія виникає також при появі втомних тріщин, періодичне розкриття і схлопування яких характеризується тертям і притиранням їх поверхонь.

До внутрішніх джерел відносять ті, що піддаються зміні (перебудові) елементи структури матеріалу у разі локального і достатньо швидкісної зміни напруги.

Інформацію про джерело АЕ містить амплітуда імпульсу, його тривалість і час приходу сигналу. Амплітуду імпульсу можна також характеризувати непрямым чином: числом перевищення сигналом визначеного наперед заданого рівня обмеження (дискримінація).

Число перевищень називається сумарною АЕ, воно пов'язане з амплітудою і може використовуватися як інформативний параметр.

Наступне завдання, що вирішується при створенні системи діагностики, пов'язане із знаходженням оптимального способу обробки сигналу, що зводить до мінімуму вплив перешкод і що дозволяє однозначно співвіднести отриману характеристику сигналу з виглядом дефекту, що виявляється.

Характеристики коливального процесу, чутливі до зміни технічного стану машин, утворюють деяку сукупність або клас діагностичних ознак.

Створення подібного класу ознак є ключовим моментом при створенні системи діагностики, що багато в чому визначає її ефективність.

Вибір діагностичних ознак

Діагностичні ознаки повинні задовольняти такі вимоги:

- бути інваріантними (нечутливими) до зміни усередині класу (даного технічного стану) і різко змінюватися при переході від одного класу до іншого (від одного стану до іншого);
- стійко повторюватися при відтворенні одних і тих же технічних станів;

- забезпечувати виявлення дефектів на можливо ранішній стадії їх розвитку;
- забезпечувати необхідну глибину діагнозу, не ускладнюючи процедуру і не збільшуючи вартість засобів діагностування.

Часто удаються до вибору таких ознак, кожна з яких характеризує свій дефект.

Одна з основних вимог до діагностичної ознаки - висока чутливість, тобто велика відносна швидкість зміни під час переходу машини від нормального стану до дефектного. Важливою якістю є також монотонність зміни ознаки, тобто відсутність екстремуму в діапазоні зміни параметра стану.

У практиці діагностування склався такий порядок виявлення діагностичних ознак:

- на підставі статистики відмов складається перелік несправностей, що підлягають розпізнаванню;
- кожному виду відмови ставиться у відповідь структурний параметр;
- у процесі навчання системи діагностики на однофакторних експериментах встановлюється відповідність між відмовою і ознакою.

При вібродіагностиці для виявлення характерних діагностичних ознак рекомендується така процедура:

- отримання спектральних характеристик коливального процесу при нормальному і дефектному функціонуванні механізму;
- виявлення частотного діапазону, де відбуваються найбільші зміни спектральних характеристик, і фіксація виду цих змін (зміна амплітуд дискретних складових, перерозподіл енергії по частотах, відносне зростання шумової компоненти, поява гармонік або субгармонік основних частот збудження, поява або збільшення амплітуд модуляційних або комбінаційних частот, найбільша інтенсивність АЕ і тому подібне);
- побудова математичної моделі формування вібросигналу при появі дефекту;
- на підставі виводів, які отримані вище, здійснюють вибір системи попередньої обробки вібросигналу (фільтрація, детектування, стробування і тому подібне) з метою підвищення його інформативності і усунення неінваріантності;
- відповідно до зміни спектру вібросигналу складається перелік характеристик, найбільш чутливих до цих змін, що зображується, як правило, у вигляді n-мерного вектора, наприклад, спектральних компонент гармонійного ряду частот коливального процесу або амплітудною і фазовою основних частот збудження, гармонійних частот огинаючої у діапазоні власних частот вузлів машини.

Вибір інформативних діагностичних ознак тісно пов'язаний з характером звукоутворення в механізмі і із структурою вібраційного сигналу. У вібродіагностиці найважливіша роль відводиться моделі формування і зміни вібросигналу при появі і розвитку дефекту.

У вібродіагностиці найповніший розвиток отримали детерміновані моделі, в яких коливальні процеси, як вже вище згадувалося, зображується періодичними функціями, пов'язаними, наприклад, у разі діагностики роторних машин з обертанням робочого органу. Вібрація, що виникає при цьому, є полігармонійним процесом. Окремі гармонійні складові цього процесу, названі інформаційними гармоніками, чутливі до дефектів машини і утворюють клас діагностичних ознак.

Параметром цих ознак, за яким власне і визначають вид дефекту, є кратність (кі) гармоніки. Причому як найбільшу споживану ознаку використовують середньоквадратичну величину віброшвидкості коливань. Ця величина нормується і приводиться в стандарті ІСО 2374. Приклад норм для поширеного типорозміру відцентрового насоса наведений у таблиці 3.

Таблиця 3 - Норми віброактивності

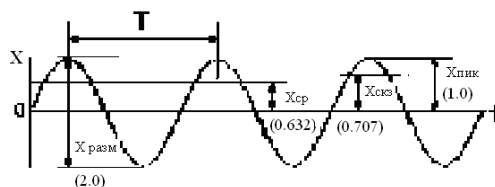
Хороший стан $V_{\text{хор}}$, мм/с	Задовільний стан $V_{\text{уд}}$, мм/с	Необхідне поліпшення стану $V_{\text{тр.уд}}$, мм/с	Неприпустимий стан $V_{\text{нед}}$, мм/с
1.8-4.5	4.5-7.1	7.1-11.2	Більше 11.2

Використання амплітуд коливань як ознаки дозволяє проводити лише достатньо грубу діагностику за типом «придатний - непридатний». З цією метою, зокрема, при аналізі вібросигналу переходять від часової області його розгляду до частотної.

Проте при цьому губиться інформація про фазу сигналу, що є його невід'ємною характеристикою, яка додає йому індивідуальну неповторність.

Доцільніше визначати фазочастотні характеристики вібросигналу і у поєднанні з його спектром здобути про вібросигнал вичерпну інформацію.

Діагностичні ознаки, які найбільш часто використовуються при діагностуванні у часовій області, наведені на рис.40, а у частотній – на рис. 41.



Рисункок 40 - Діагностичні ознаки, які найбільш часто використовуються при діагностуванні у часовій області

- ($X_{\text{разм}}$ – розмах амплітуди коливань; $X_{\text{ср}}$ – середнє значення;
 $X_{\text{скз}}$ – середньоквадратичне значення;
 $X_{\text{пик}}$ – пікове (амплітудне) значення)