

ВІБРАЦІЙНА ДІАГНОСТИКА МАШИН ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ, ЕКСПЛУАТАЦІЯ

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

МОНОГРАФІЯ

МИГАЛЬ В. Д, АРГУН Щ. В.

* ХАРКІВ *

2024

Міністерство освіти і науки України
Державний біотехнологічний університет
Факультет мехатроніки та інжинірінгу
Кафедра «Трактори і автомобілі»

МИГАЛЬ В. Д., АРГУН Щ. В.

**Вібраційна діагностика машин,
проекування, виготовлення, експлуатація**

Монографія

**ХАРКІВ
2024**

УДК 629.33
М 94

ЗАТВЕРДЖЕНО
Вченою радою Державного біотехнологічного університету

Протокол № 5 від 30 листопада 2023 р.

Рецензенти: **Калінін Є. І.**, д-р техн. наук, професор, зав. кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів Національного університету біоресурсів і природокористування України

Бажинов О. В., д-р техн. наук, професор кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Мигаль В. Д.

М 94 Вібраційна діагностика машин, проектування, виготовлення, експлуатація: монографія / В. Д. Мигаль, Щ. В. Аргун – Харків : Мачулін, 2024. – 441 с.
ISBN 978-617-8195-86-1

У монографії узагальнено розвиток вібраційних методів для діагностики якості проектування, виробництва та експлуатації машин, включаючи трактори, автомобілі і тягові електродвигуни.

Розглянуті основні характеристики вібраційних процесів у машинах, особливості машин як об'єктів вібрацій, параметри та властивості вібраційних сигналів, технічні засоби та методи вібраційної діагностики машин, нормування вібрації, методи проектування та забезпечення заданих рівнів вібрації, а також практичний досвід діагностики якості проектування, виробництва та експлуатації тракторів і тягових електродвигунів автомобілів.

Монографія розрахована для студентів спеціальностей 274 Автомобільний транспорт, 133 Галузеве машинобудування та 141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка, аспірантів, інженерів-конструкторів і технологів, які займаються питаннями проектування машин заданої надійності та ресурсу, а також їх діагностуванням.

ISBN 978-617-8195-86-1

© Мигаль В. Д., 2024
Аргун Щ. В., 2024

ЗМІСТ

Вступ	9
1. Основні характеристики вібраційних процесів у машинах	12
1.1. Способи отримання інформації про технічний стан машин	12
1.2. Одиниці вимірювання вібрації.....	17
1.3. Кореляція між одиницями вимірювання вібрації	20
1.4. Основні характеристики акустичних процесів	23
Висновки за розділом 1	27
2. Характеристика машин як джерела вібрації	28
2.1. Механізми виникнення вібрацій у машинах	28
2.2. Процеси збурення вібрації в машинах	37
2.3. Енергетичні аспекти впливу на машини під час експлуатації	39
2.4. Характерний спектр вібрації устаткування на підшипниках кочення із зубчастими передачами	40
2.5. Вібрації типових компонентів механічних систем машин	44
2.5.1. Основні джерела вібрації механічного походження.....	44
2.5.2. Вібрації від коліс транспортного засобу	46
2.5.3. Вібрація колісних машин від нерівностей дороги	47
2.5.4. Причини та джерела низькочастотної вібрації.....	48
2.5.5. Вібраційні процеси в підшипниках кочання	51
2.5.6. Вібрація підшипників кочення.....	59
2.5.7. Вібрації зубчастих передач.....	66
2.5.8. Вібрації, збурювані електричними машинами	75
2.5.9. Вібрації, збурювані гідро-, газо-, аеродинамічними силами елементів машин	85
2.5.10. Вібрації, збурювані двигунами внутрішнього згоряння	96
Висновки за розділом 2	111
3. Аналіз вібраційних сигналів	112
3.1. Кореляція вібраційних сигналів зі станом машин	112
3.2. Характеристики вібраційних сигналів	113
3.3. Стаціонарні, детерміновані та випадкові сигнали	117
3.4. Характеристика спектрів вібрації машин	119
3.5. Модуляція вібраційних сигналів	121
3.6. Складання гармонічних коливань. Биття	122
3.7. Вибір параметрів вимірювання і кількісна оцінка вібрації	123
3.8. Взаємозв'язок між рівнями вібрації. Представлення параметрів вібрації у децибелах	130
Висновки за розділом 3	132
4. Апаратні засоби вібраційного діагностування машин	134
4.1. Вимоги до засобів вимірювання вібрації.....	134

4.2. Вибір засобів вимірювання, аналізу вібрації та діагностування машин	135
4.3. Акселерометри. Типи, конструкція і частотні характеристики	138
4.4. Вибір віброперетворювачів	141
4.5. Вимоги до акселерометра та місця його кріплення	145
4.6. Амплітудно-частотні характеристики акселерометрів, закріплених різними способами	148
4.7. Кріплення датчика при вимірюванні реакції на зовнішні впливи	150
4.8. Передпідсилювачі	151
4.9. Віброметри, віброаналізатори та фільтри частотного аналізу вібрації	153
4.9.1. Види широко використовуваних приладів	153
4.9.2. Конструкція і принцип дії віброметрів	156
4.9.3. Універсальні віброаналізатори у реальному часі	158
4.10. Апаратні засоби комплексних систем вібраційного діагностування на базі віброаналізатора та комп'ютера	161
4.11. Спеціалізовані апаратні засоби вібраційного діагностування машин	164
4.12. Засоби діагностування машин у лабораторних, польових і дорожніх умовах	165
4.13. Апаратні засоби багатоканальних стаціонарних систем контролю вібрації, діагностування машин, контролю електронного обладнання	167
4.14. Апаратні засоби вимірювання, аналізу та реєстрації акустичної емісії	169
Висновки за розділом 4	170
5. Методи вібраційного діагностування машин	172
5.1. Практика застосування вібраційних методів діагностики	172
5.2. Методи розпізнавання дефектів і несправностей машин	174
5.2.1. Частотний аналіз вібраційних сигналів	175
5.2.2. Октавний та третьоктавний аналіз вібраційних процесів	177
5.2.3. Аналіз вібрації в широких і вузьких смугах	177
5.3. Спектральний аналіз обвідної сигналів вібрації	184
5.4. Метод розділення фазових співвідношень сигналів	191
5.5. Метод аналізу ударних імпульсів та амплітудно-часової характеристики сигналів вібрації	193
5.6. Кепстральний аналіз для вібраційних сигналів	197
5.7. Кореляційний аналіз спектра вібрації	199
5.8. Виявлення дефектів, що зароджуються, за величиною ексцесу	200
5.9. Метод пік-фактора	201
5.10. Метод визначення акустичної емісії	203
5.11. Методи вібраційного діагностування з використанням опорних спектрів-масок	204
5.12. Методи визначення динамічної поведінки конструкції машин	207
5.12.1. Методи визначення резонансних частот вібрації	207

5.12.2. Засоби спектрального аналізу вібрації на резонансній частоті деталі, вузла чи агрегату	209
5.12.3. Визначення динамічних характеристик машини	210
5.12.4. Методи тестової діагностики динамічних характеристик об'єктів машин	214
5.12.5. Вимірювання механічних опорів і податливості конструкцій ..	216
5.13. Діагностика дефектів конструкції та несправностей машин.....	219
5.13.1. Методи розділення джерел вібрації, збудованої робочими режимами і процесами в машині	219
5.13.2. Методи послідовного виключення джерел вібрації	222
5.13.3. Методи зміни конструкції та структурних параметрів машин..	224
5.13.4. Зв'язок між вібрацією та шумом і методи їх розділення	224
5.13.5. Методи розділення джерел вібрації та шуму	226
Висновки за розділом 5.....	228
6. Нормування вібраційних параметрів машин	229
6.1. Обґрунтування нормування вібрації машин	229
6.2. Основні принципи та вимоги до нормування вібрації машин	233
6.3. Критерії та параметри для нормування вібрації	239
6.4. Визначення допустимої та критичної вібрації машин.....	241
6.5. Нормування вібраційних параметрів машин.....	243
6.5.1. Види норм щодо обмеження вібрації машин	243
6.5.2. Досягнення у впровадженні вібраційної діагностики у машинобудуванні	244
6.6. Стандарти норм вібрації машин	247
6.6.1. Загальні вимоги до нормування вібрації машин і агрегатів	247
6.6.2. Стандарти оцінки технічного стану широкого класу машин	249
6.6.3. Стандарти на норми проектної вібрації електричних машин.....	252
6.6.4. Стандарти на норми вібрації зубчастих передач	255
6.6.5. Норми вібрації (шумності) підшипників кочення	257
6.7. Нормування вібрації згідно зі стандартами.....	259
6.8. Методологія вибору точок та параметрів вимірювання вібрації	263
6.9. Визначення допустимої вібрації проєктованих машин і агрегатів розрахунково-статистичними методами	267
6.10. Розробка класів вібрації агрегатів і машин	270
6.11. Розрахунково-експериментальне визначення допустимих вібрацій ...	273
6.12. Розробка норм вібрації для контролю якості виробництва	274
6.12.1. Вимоги до складання проєкту норм на рівні вібрації.....	274
6.12.2. Технологія вібраційного контролю якості виготовлення агрегатів і машин.....	275
6.13. Статистичний аналіз вібраційних даних	277
6.13.1. Застосування методів математичної статистики для оцінювання і нормування вібраційних параметрів машин.....	277
6.13.2. Порядок оформлення і затвердження норм	283

6.13.3. Правила оформлення результатів періодичних випробувань машин	284
6.14. Розробка норм вібрації для контролю технічного стану машин в експлуатації	284
6.14.1. Розрахунки вібраційних діагностичних норм	284
6.14.2. Розробка класів оцінки технічного стану	286
6.14.3. Прогнозування залишкового ресурсу	287
Висновки за розділом 6	288
7. Методи проектування та доведення машин до заданих рівнів вібрації ...	290
7.1. Завдання проектування та вібраційних випробувань машин	290
7.2. Принципи розробки класів вібрації машин	292
7.3. Стенди для віброакустичного діагностування машин	297
7.3.1. Обладнання для випробування підшипників та вузлів	297
7.3.2. Обладнання для випробування агрегатів та машин	299
7.4. Обладнання для комплексних вібраційних досліджень машин	302
7.4.1. Апаратні засоби вібраційних випробувань на стендах з біговими барабанами	302
7.4.2. Визначення форм деформацій і резонансних явищ при використанні стендів з біговими барабанами	305
7.4.3. Визначення амплітудно-частотних характеристик і форм деформацій	307
7.5. Універсальні апаратно-програмні комплекси	309
7.5.1. Структура вібраційних стендів та апаратні засоби вібраційних випробувань	309
7.5.2. Підготовка об'єктів до дослідження динамічних та частотних характеристик	313
7.6. Методи збурення конструкцій машин	317
7.6.1. Склад систем	317
7.6.2. Збурення конструкції ударним інструментальним молотком	325
7.6.3. Збурення конструкції електродинамічними силами	328
7.7. Методи і засоби визначення динамічних опорів, форми деформації та податливості	330
7.7.1. Прийоми і послідовність випробувань	330
7.7.2. Визначення механічного опору і податливості конструкції	334
7.8. Оцінка і моделювання випробувань конструкцій	335
7.8.1. Аналіз мод власних коливань конструкції	335
7.8.2. Імітаційне моделювання конструкції	343
7.9. Проектування машин із зниженою вібрацією	347
7.9.1. Загальні положення	347
7.9.2. Принципи проектування машин і складених вузлів з пониженою віброактивністю	349

7.9.3	Рекомендації щодо розробки конструкторської документації та експериментальних досліджень макетів машин, агрегатів і вузлів	350
7.9.4.	Рекомендації щодо вібродіагностичних випробувань машин та їх складових вузлів	351
7.10.	Конструктивні та технологічні засоби зниження вібрації машин	352
7.10.1.	Шляхи зниження вібрації та шуму зубчастих передач	352
7.10.2.	Зниження віброактивності зубчастих передач шляхом відлаштування режимів роботи	356
7.10.3.	Зниження віброактивності зубчастих передач шляхом вибору конструкції вузла.....	357
7.10.4.	Зниження віброактивності зубчастих передач шляхом вибору форми зуба	360
7.10.5.	Зниження віброактивності та вібраційної міцності зубчастих передач за рахунок покращення поверхні зубців	360
7.10.6.	Способи відрегулювання власних частот вібрації окремих агрегатів і комплектних машин	361
7.11.	Демпфування вібрацій у машинах.....	368
7.11.1.	Демпфування вібрації підшипникових вузлів	368
7.11.2.	Засоби зниження передачі вібрації машин на зовнішні об'єкти	373
7.11.3.	Типи віброізоляторів	375
7.12.	Способи зниження вібрації двигунів внутрішнього згорання	377
	Висновки за розділом 7.....	379
8.	Практика діагностування якості проектування, виготовлення та експлуатації машин.....	380
8.1.	Вібраційна оцінка якості тракторів	380
8.1.1.	Оцінка якості сучасних вітчизняних тракторів	380
8.1.2.	Методи і засоби дослідження вібраційних характеристик тракторів.....	381
8.1.3.	Вібраційні критерії оцінки якості проектування тракторів.....	383
8.1.4.	Аналіз вібронавантаженості елементів агрегатів трактора	384
8.1.5.	Оцінка якості технології виготовлення тракторів	389
8.1.6.	Розробка норм оцінки якості виготовлення й експлуатації тракторів.....	393
8.2.	Конструктивні та технологічні рішення для зниження вібрації в підшипникових вузлах	399
8.2.1.	Надійність підшипникових вузлів кочення машин при вібраційних навантаженнях	399
8.2.2.	Експериментальні методи досліджень.....	399
8.2.3.	Вплив розміру, класу точності та способу фіксації підшипника на рівні вібрації підшипникових вузлів	399

8.2.4. Вплив швидкості обертання і навантаження підшипника на рівні вібрації.....	402
8.2.5. Вибір раціонального параметра натягу посадки підшипника на шийку вала	403
8.2.6. Визначення раціональних параметрів установки підшипника в капсуль (корпус)	404
8.2.7. Визначення оптимального попереднього осьового натягу підшипників в опорах машин	406
8.3. Проектування тягових електродвигунів та електромобілів на задані рівні вібрації	409
8.3.1. Надійності електродвигунів машин, що працюють в динамічних режимах експлуатації	409
8.3.2. Вибір електродвигуна для тягового електроприводу	411
8.3.3. Методи і засоби досліджень.....	414
8.3.4. Визначення допустимої вібрації електродвигунів	418
8.3.5. Розробка класів вібрації електродвигунів	419
8.3.6. Розробка конструктивних і технологічних способів зниження вібрації електродвигунів.....	421
8.3.7. Вплив якості підшипників кочення на рівні вібрації електродвигунів.....	422
8.3.8. Дослідження впливу зазора між магнітопроводами статора і ротора на вібраційні характеристики електродвигунів	424
8.3.9. Вплив форми пазу магнітопроводу ротора на вібраційні характеристики електродвигунів.....	425
8.3.10. Вплив індукції в зазорі магнітопроводів ротор-статор на вібраційні характеристики електродвигунів	426
8.3.11. Вплив якості електроенергії живлення асинхронних двигунів на рівні вібрації на частоті 100 Гц.....	427
8.3.12. Доведення вібраційних характеристик електродвигуна	429
Висновки за розділом 8.....	436
Висновки.....	437
Література	438

ВСТУП

Трактори та вантажні автомобілі відрізняються від інших машин своєю силовою ефективністю, складною будовою та режимами роботи. Від якості їх проектування, виготовлення та експлуатації залежить ефективність багатьох галузей економіки України.

При створенні тракторів і автомобілів (дві машин) шукають способи автоматизації робочих процесів, досягнення оптимальних параметрів їх роботи, забезпечення екологічності, комфортності та безпеки. Важливим є також підвищення економічної ефективності та зменшення витрат на паливо, обслуговування та ремонт. Проте збільшення потужності та можливостей машин без підвищення надійності та тривалості їх роботи не гарантує успішної експлуатації та конкурентоспроможності.

У процесі проектування високонадійних машин виявилось, що механізми, які не пройшли вібраційне доведення і не пристосовані до вібраційного діагностування на стадії проектування, виготовлення й експлуатації є виробами низького технічного рівня. Багато досягнень щодо підвищення надійності машин є результатом зниження їх вібрацій.

Доведено, що високі рівні вібрацій призводять до різкого прискореного зносу, інтенсивного накопичення втомних пошкоджень і пластичних деформацій, віброповзучості в структурних елементах, а також порушення нормального функціонування. Це спричиняє зниження еластичності пружних систем механізмів від двох до трьох разів, зміну структури матеріалів і власних частот коливань деталей через зміни в їх посадках і кріпленнях, втрату жорсткості та стійкості конструкцій. В результаті, частка втомних поломок, наприклад, автомобільних деталей, викликаних коливаннями, становить від 60% до 88% від загальної кількості поломок.

Вібрація механізмів машин є природною реакцією на дію внутрішніх та зовнішніх збурювальних сил. У вібраційному сигналі міститься інформація про стани компонентів структурних, функціональних і динамічних властивостей машини, що визначають її технічний стан в реальному часі.

При впровадженні вібраційної діагностики машин в різний час виникали труднощі такі, як відсутність чіткого опису джерел і властивостей вібрації; складність розпізнавання і розділення сигналів вібрації; складність у визначенні початкових і граничних значень вібраційних діагностичних параметрів, у розумінні динамічних вібраційних властивостей механічних систем об'єктів діагностування і допустимої вібрації при проектуванні механізмів, що відображено у монографії.

На сьогоднішній день існує великий досвід вібраційного діагностування машин. Розроблено міжнародні та вітчизняні стандарти, які регулюють вібрацію механізмів для забезпечення надійності та стійкості. Перевищення допустимих рівнів вібрації розглядається як параметрична відмова механізму. Проте, вібраційні характеристики вітчизняних тракторів та вантажних автомобілів досі недостатньо вивчені. Велика різниця між теоретичним розвитком вібраційних конструкцій машин та їх практичним застосуванням у

вібродіагностиці і зниженні вібрації, гальмує впровадження нових методів оцінки якості автотракторної техніки.

Для тракторів вимога нормування рівня вібрації є особливо важливою через те, що рівні вібрації їхніх механізмів в 10-20 разів перевищують рівні вібрації подібних механізмів у інших машинах з підшипниковими вузлами кочення та зубчастими передачами.

Проблема зниження вібрації пов'язана не лише з поліпшенням точності виготовлення, але також з оптимізацією розподілу власних частот деталей у вузлах і механізмах відносно частоти збурювальних сил.

Для уникнення резонансних явищ у конструкції машини необхідно оптимізувати розташування вузлів та механізмів відносно опор, забезпечити рівномірний розподіл потоку вібраційної енергії в межах внутрішніх систем та поверхонь з'єднань деталей механізмів, з врахуванням зміни жорсткості з'єднань під час експлуатаційних режимів і умов роботи. Без урахування всіх цих чинників під час проектування буде складно об'єктивно оцінити можливості підвищення надійності та ресурсу автотракторної техніки, визначити причини відмов, прискореного виходу з ладу і появи несправностей під час експлуатації.

Отже, проектування на заданий рівень вібрації та вібраційна оптимізація автотракторної техніки є важливою умовою забезпечення її надійності, безпечності та конкурентоздатності.

В монографії викладені науково-методичні основи вібраційного діагностування якості проектування, виготовлення та експлуатації тракторів і вантажних автомобілів. Вона надає опис і змістовний аналіз типів вібраційних сигналів, їх характеристик і властивостей, джерел вібрації, параметрів вібраційних процесів, одиниць і засобів вимірювання вібрації, характеристик спектрів вібрації машин. Представлено методи аналізу спектрів вимірної вібрації, розпізнавання дефектів, несправностей і технічного стану машин.

Опис джерел і причин вібрації представлено не за видами машин (тракторів і автомобілів), а згруповано за типовими джерелами вібрації: механічного, гідравлічного, аеродинамічного, газодинамічного та електромеханічного походження, дефектів складання і монтажу елементів, вузлів та агрегатів машин.

Розглянуті методи нормування допустимої вібрації машин, способи зниження вібрації та доведення механізмів до допустимого рівня вібрації машини, способи розпізнавання резонансних явищ відлаштування власних частот вібрації і доведення динамічних характеристик машин до вимог допустимої вібрації.

Для збереження проектної якості на стадії виготовлення й експлуатації пропонується розробити норми вібрації для контролю якості виготовлення та діагностування машин в експлуатації. Таким чином, вібраційні характеристики стають основним універсальним показником технічного рівня проектування і стану машин на всіх стадіях життєвого циклу. Це принципово новий підхід до комплексного вирішення проблеми щодо забезпечення прогресу в управлінні якістю створюваних машин і у підвищенні ефективності їх експлуатації.

Методи віброакустичної діагностики дають можливість не тільки

виявити вже розвинуту несправність і попередити катастрофічні руйнування, але й виявити дефект, що розвивається, на ранній стадії. Це дає можливість прогнозувати аварійну ситуацію, й обґрунтовано планувати терміни проведення регулювальних робіт та обсягу ремонту.

Ця монографія є першою спробою опису методів, апаратних засобів та обладнання для вібродіагностики машин на всіх етапах їх життєвого циклу та надання практичних рекомендацій. Представлений матеріал надає змогу вирішувати практичні завдання проектування і доведення машин до заданої надійності, контролювати якість виготовлення та експлуатації машин. Текст досить добре ілюстрований графіками і схемами, що поліпшує розуміння завдань вібродіагностики машин та можливостей їх практичного застосування в наукових дослідженнях.

Книга корисна для науковців, конструкторів, студентів та аспірантів.

Автор висловлює щирі подяки рецензентам за слушні зауваження, поради і побажання щодо монографії.

1. ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВІБРАЦІЙНИХ ПРОЦЕСІВ У МАШИНАХ

1.1. Способи отримання інформації про технічний стан машин

Надійність, як властивість виробу зберігати свою якість з часом, пов'язана з багатьма загальнолюдськими проблемами, такими як ефективність, автоматизація, безпечність, екологія та конкурентоздатність. Тому питання розрахунку надійності систем відіграє важливу роль в теорії надійності і займає центральне місце. Ця проблема є основним завданням досліджень надійності машин, які описані в багатьох роботах [1–8]. Однак розроблені методи оцінювання надійності машин на стадії проектування, що використовують заплановані функціональні параметри, статистичні дані надійності аналогів, міцнісні характеристики та резерви на зношування, не забезпечують належного врахування початкових та змінюваних з часом динамічних характеристик, а також фізичних процесів тертя, які виникають при порушеннях складання та в режимах експлуатації машин [9–13]. Це змушує конструкторів закладати завищені запаси на всі параметри машин.

Існуючі методи прогнозування надійності машин є трудомісткими і мають недостатню достовірність. Розроблені критерії не дозволяють ефективно вибирати метод прогнозування надійності та швидко оцінювати технічний рівень проектування [14–16].

На початковому етапі розвитку прогнозування надійності основна увага приділялася статистичним методам [17]. Однак статистика базується на аналізі минулих подій, тоді як надійність включає в себе оцінку майбутнього стану об'єкта. Прогнозування надійності на основі статистичних методів виявилось недоцільним і неефективним, але все ще залишається частиною навчальних програм у вишах. Статистику слід використовувати лише в сферах, де вона необхідна, наприклад, при обробці експериментальних даних.

Пізніше став розвиватися напрямок, пов'язаний з врахуванням втрати міцності та ймовірнісної природи відмов. Основним етапом у фізико-ймовірнісних моделях є аналіз досягнення вихідного параметра свого граничного значення. Однак для отримання експериментальних даних, які дозволяють зрозуміти закон розподілу, зазвичай потрібно багато часу, оскільки фіксується лише кінцева стадія процесу зміни працездатності – відмова. Для складних виробів, коли доступно лише обмежена кількість зразків та виріб є високонадійним, важко отримати достатньо статистичних даних. Спостереження за роботою машини на протязі невеликого періоду та накопичення статистики щодо відмов зазвичай розглядаються як основне випробування надійності складних систем. Проте ці випробування фіксують лише серйозні відмови та ті, які можуть бути легко виправлені, а параметричну надійність та граничні діагностичні параметри не оцінюють. Оцінка параметра потоку відмов є необхідною, але недостатньою частиною для визначення надійності складних систем.

Недосконалість статистичних методів теорії надійності полягає в тому, що закономірності, необхідні для оцінки надійності виробу, вивчаються на ос-

нові досвіду, аналізу масових подій – відмов об’єктів, що функціонують. Тому ці методи не підходять для оцінки надійності виробу не тільки на стадії проектування, але і під час роботи машин, які ще не зношені. За статистикою відмов складно робити висновки щодо рівня надійності машин, оскільки в процесі експлуатації машини відмови, як правило, не допускаються. Їх попереджують шляхом проведення технічного обслуговування та ремонтних робіт. Накопичення достатнього обсягу інформації за весь установлений технічними умовами період експлуатації відбувається тоді, коли дана модель машини вже застаріває і не випускається заводом-виробником. Тому ці відомості можуть бути використані при проектуванні лише в обмеженому обсязі. Найбільш доцільно використовувати статистичну інформацію про надійність виробів, що перебувають у експлуатації, для удосконалення конструкції макетних та дослідних зразків і для створення бази даних щодо елементів конструкції, які можуть бути використані в нових моделях машин, зі збереженням їхніх динамічних характеристик. Типовий приклад отримання інформації про технічний стан машин під час випробувань на стендах та при експлуатації показано на рис. 1.1.

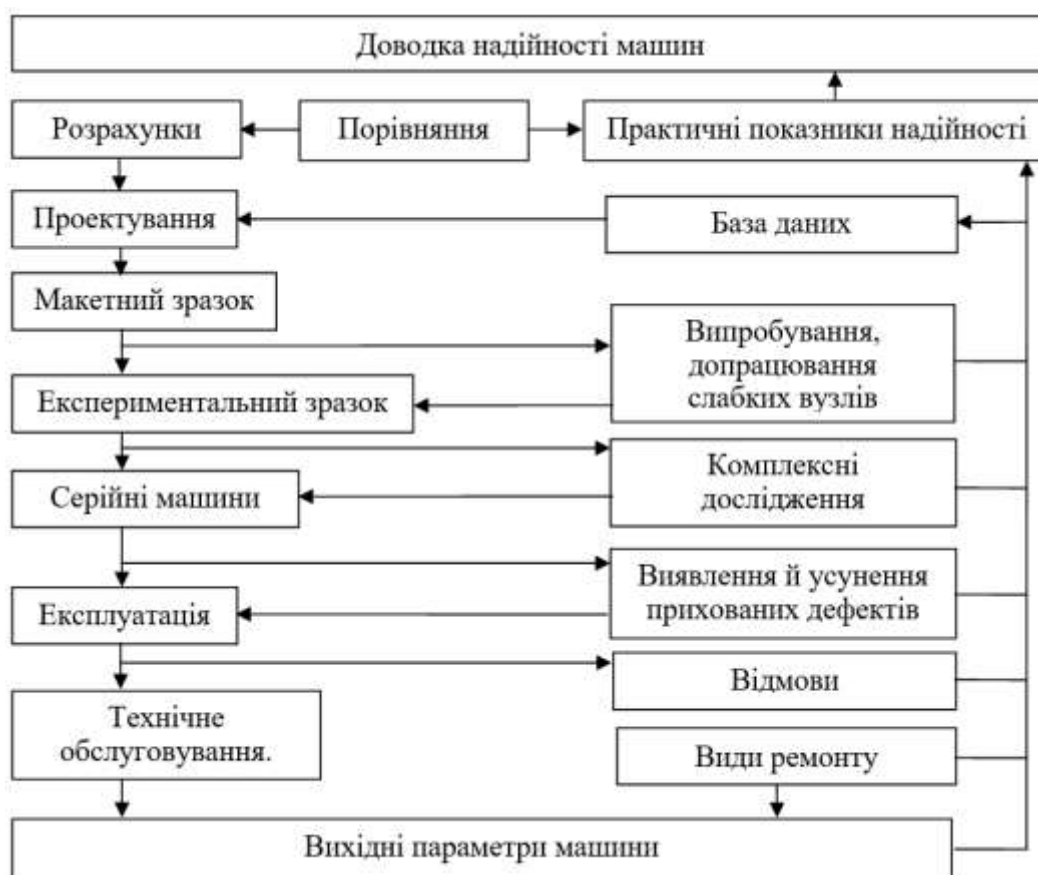


Рис. 1.1. Схема отримання інформації про технічний стан машини

Сучасні математичні моделі, які використовуються зараз, досліджують, як надійність машин може змінюватися під час довгих тестів на витривалість та в реальних умовах. Але ці моделі витратні з точки зору часу і можуть займати до 10 років для аналізу (рис. 1.2). Крім того, вони не завжди надійно відображають, чи відповідають вимогам машини і який строк їх служби можна гарантувати.

Статистична інформація про відмови машини за короткий період складає незначну частину (2-3%) від повного обсягу даних за період експлуатації машини. При цьому, отриманої інформації, як правило, недостатньо для того, щоб мати уявлення про дійсний закон розподілення в часі.

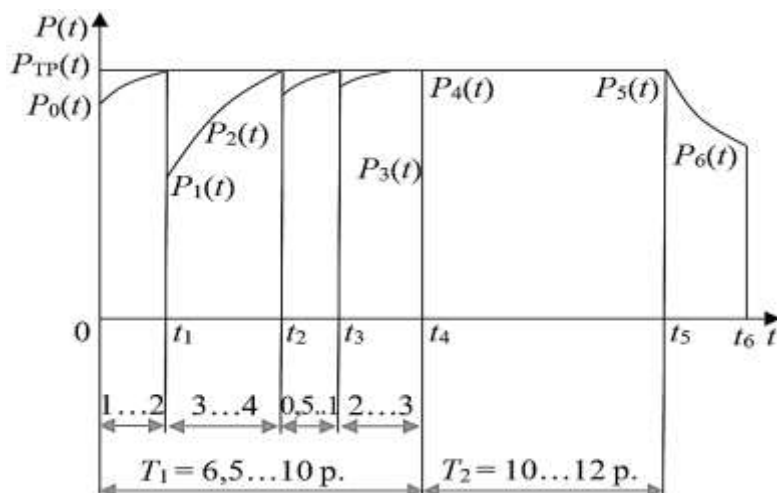


Рис. Л.2. Життєвий цикл складних машинних об'єктів техніки:

$P(t)$ – ймовірність безвідмовної роботи від початкового значення $P_0(t)$ до необхідної величини $P_{TP}(t)$; $0-t_1$ – доведення надійності перших варіантів макетів шляхом введення надійних елементів (1-2 роки); t_1-t_2 – період доопрацювання на етапі випробувань експериментальних зразків (3-4 роки); t_2-t_3 – доведення на початковому етапі серійного виробництва (0,5-1 рік); t_3-t_4 – період усунення відмов і несправностей на початковому етапі експлуатації (2-3 роки); t_4-t_5 – тривалість експлуатації (10-12 років); t_5 – відповідає витратам технічного ресурсу; t_5-t_6 – помітне зниження надійності, інтенсивне старіння елементної бази і матеріалів (5-7 років); T_1 – період доведення; T_2 – відносно стійкі показники надійності

При експлуатації машини тривалішим періодом (більше міжремонтного періоду T_p) розподілення термінів служби може підпорядковуватись як експоненціальному, так і нормальному закону. Тому робити висновок про закон розподілення $f(t)$ по частині $n \ll N$ виробів, які вийшли з ладу (що не є репрезентативною вибіркою з генеральної сукупності N), неправомірно, і його параметри, які визначають середній термін служби або значення ймовірності безвідмовної роботи $P(t)$ за межами $t > T_p$, як правило, не відображають реальність [18].

На сьогодні наука про надійність машин спирається на три складові – механіку, теорію ймовірностей і трибологію [6]. Теоретичною основою проблеми є розгляд фізико-ймовірнісної моделі взаємодії машини з навколишнім середовищем і процесами, що відбуваються в самій машині. При цьому потрібно одночасно враховувати фізику явищ і ймовірнісну природу процесів, які змінюють початковий стан об'єкта. Тут в основу проектного прогнозу надійності покладені не статистичні дані про надійність прототипів, а регламентовані значення вихідних параметрів виробу, закономірності процесів старіння, умови експлуатації, що припускаються, й інші фактори, які можуть бути встановлені для нової машини, що проектується. Однак перехід від зміни ступеня зношування (пошкодження) матеріалу до оцінки відповідної деградації вихідного параметра потребує проведення цілої низки спеціальних трудомістких розрахунків. Ці розрахунки повинні враховувати не лише вид пошкодження,

початковий рівень якості, характер взаємодії та взаємовплив окремих елементів машин, а також всі аспекти, пов'язані з переходом від мікрокартини процесів старіння, які протікають, до мікрокартини, що описує розповсюдження їх дії на всі вироби. Здавалося б, трибологія повинна стати опорою в проблемі надійності машин, адже через зношування втрачаються початкові характеристики більшості механічних систем. Однак цього поки що не відбулося. Розвиток трибології призупинився на вивченні найскладніших фізико-хімічних явищ, які відбуваються в мікронах матеріалів, що контактують, і врахуванні функціональних характеристик машин та навколишнього середовища. Теорія зношування матеріалів сьогодні дає можливість лише орієнтовно, і не для всіх випадків визначити швидкість зношування.

Всі розглянуті функціональні залежності, які визначають протікання процесу старіння, проявляються під час експлуатації виробів як випадкові процеси. Це пов'язано з двома основними причинами: початкові властивості матеріалу і геометричні параметри мають розсіювання, так як є продуктом деякого технологічного процесу, який може функціонувати лише з певною точністю і стабільністю; стохастична природа процесів старіння пов'язана з широкою варіацією режимів роботи й умов експлуатації машин.

Тому залежності, які описують процеси старіння елементів машин, стають функціями випадкових аргументів – навантажень, швидкостей, температур, вібрації і т. п. Для кожного з них запас закладеної надійності всієї системи може лімітувати то один, то інший параметр. Крім того, запропоновані моделі розрахунку надійності слабо враховують або зовсім не враховують розкид початкових структурних параметрів та змінюваних під час експлуатації динамічних (вібраційних) параметрів машин. Тільки за рахунок різних початкових проміжків і геометрії деталей змінюються напрямки, точки прикладення і величини сил, умови контактування і закони руху деталей у проміжках, сили інерції та інші параметри, які проявляються у зміні вібрації елементів машини.

В результаті, деградаційні процеси в машинах навіть одного типу можуть відбуватися з різною швидкістю (рис. 1.3).

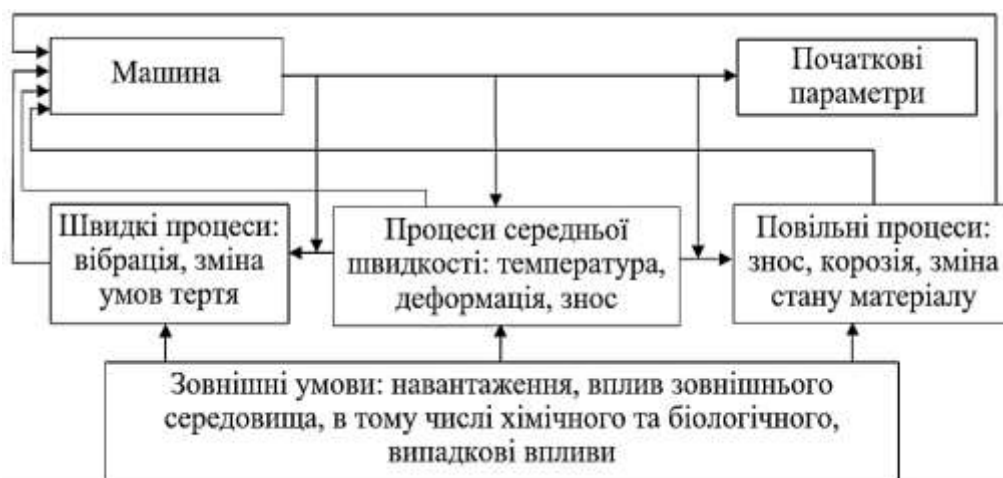


Рис. 1.3. Взаємодія машини з довкіллям

Прогнозування швидкості деградації вихідного параметра машин, як результат сумісної дії різних процесів старіння, експлуатації, впливу довкілля та

взаємодії людини і машини, за допомогою розроблених моделей стає складним, багатоетапним і трудомістким. Тренд зміни параметрів стану може бути лінійним, нелінійним або змішаним. Завжди існує небезпека виникнення як поступових, так і раптових відмов, особливо для машин різного режиму експлуатації.

Останнім часом для побудови моделей надійності та проведення розрахунків величезні надії покладаються на розвиток комп'ютерних технологій. Можливість опрацьовувати гігантські масиви інформації, розв'язувати логічні задачі, типу «що буде, якщо...», дає базу для здійснення майбутнього прогнозу неідеальної машини. Це – прогресивні технології, однак великі можливості породжують і великі небезпеки. У разі некоректних початкових даних велика небезпека неправильного прогнозу, який може виглядати правдоподібним, оскільки є результатом потужного обчислювального процесу. У зв'язку з цим особливу увагу слід приділяти структурі початкових алгоритмів, адекватності відображення у розрахунках реальних взаємозв'язків і зовнішніх впливів, ймовірнісній природі явищ, особливостям баз даних, зміні динамічних характеристик елементів у складі конструкції і т. д. Тобто всьому, що формує програму прогнозувань. Слід урахувати, що отримати повні початкові дані для окремої деталі або механізму можливо, а для машини в цілому, в більшості випадків, неможливо.

Розглядаючи різні швидкості процесів зношування, що відбуваються, (рис. 1.3), можна зробити висновок, що для багатьох елементів механічних систем, інтенсивність зміни параметрів стану функціонально пов'язана з вібраційними характеристиками машин [18].

Вібраційні процеси, які швидко протікають, зумовлені початковими кінематичними, конструктивними і технологічними похибками руху елементів машин, розмірів і форм деталей, змінними швидкісними та навантажувальними режимами роботи механізмів. Вони виникають як тільки машина починає функціонувати. Періодичність їх зміни вимірюється частками секунд. Зміна геометричних параметрів, наприклад, внаслідок зношування, відбувається зі швидкістю 10^{-13} - 100^{-14} м/с. Вібрації механізмів мають швидкість в середньому 10^{-2} м/с. Таким чином, швидкість вібраційних процесів, які спричиняють руйнування елементів, належать до високоенергетичних рівнів зношування. Тому розглянуті моделі прогнозування надійності повинні були б враховувати вплив вібраційних процесів на зниження самоорганізації процесів тертя, точності та ресурсу механізмів машин, але цього не сталося, що пояснює причини повільного вирішення проблеми прогнозування надійності більшості машин.

Під час розгляду впливу різних процесів на вихідні параметри машин слід брати до уваги і зворотний зв'язок, який існує між ними та станом машини. Вібрація, як наслідок кінематичної взаємодії деталей початкового конструктивного і технологічного стану, зношування та резонансних явищ, може не тільки знижувати точність функціонування механізмів, але й призводити до зміни динамічних характеристик об'єкта і до зростання динамічних навантажень, що, у свою чергу, призводить до інтенсифікації процесу спрацювання. Крім того, вібрації, що виникають в машині, мають зворотний зв'язок між її пружною системою і даним робочим процесом або тертям, що може бути дже-

релом резонансної вібрації та автоколивань.

Проведені експериментальні та статистичні дослідження вібраційних відмов механізмів машин показали, що надійність машин характеризується певним рівнем вібрації, перевищення якого є причиною:

- зміни структури матеріалів;
- інтенсивного накопичення пошкоджень;
- утомності та пластичних деформацій;
- віброзміщення в елементах конструкцій;
- порушення нормального функціонування і зниження еластичності пружних систем механізмів;
- втрати жорсткості та стійкості конструкції.

З цього витікає, що вібраційні параметри можуть бути ефективним критерієм оцінки технічного стану машин. Щоб оцінити можливості застосування розроблених методів розрахунку надійності, необхідно класифікувати вузли, агрегати і машини в цілому за класами вібрації та вибірково визначати для них окремі моделі надійності та запаси ресурсу. Такий підхід описаний в роботах [18–20].

Діагностика, на відміну від теорії надійності, яка базується на середньому ймовірнісному аналізі та статистичних показниках технічних об'єктів, займається дослідженням методів, що визначають реальний стан технічних об'єктів у реальному часі. Технічна діагностика є своєрідним показником якості й безвідмовності машин і систем керування. Основне завдання діагностики в механічних системах полягає в перевірці теоретичних розрахунків, які використовуються під час проектування та підвищення надійності та ресурсу, шляхом оптимізації технічних характеристик та діагностичного забезпечення машин при створенні та плановому обслуговуванні в експлуатації. Тому технічна діагностика разом з вібраційними, втомними та зносними випробуваннями деталей і вузлів має бути основним комплексним способом випробування машин на надійність.

1.2. Одиниці вимірювання вібрації

Діагностика – це, в основному, пошук слабких компонент сигналу на фоні сильних. Слабкі та сильні компоненти зазвичай розрізняються за частотою. За потужністю ці компоненти можуть відрізнятися у 10^6 разів, тому вимірюють не їх потужність, а амплітуду. При цьому різниця між слабкими та сильними компонентами знижується до величин порядку 10^3 рази. Але слабкому компоненту необхідно не тільки виявити, але й визначити її властивості. Тому аналізатор сигналу повинен без яких-небудь перемикачів забезпечувати динамічний діапазон аналізу порядку 10^6 разів. Зауважимо, що машини з різною частотою обертання можуть мати різну максимальну амплітуду вібрації, що відрізняється до 100 разів. Тоді очевидно, що хороший прилад без зміни датчика, повинен мати динамічний діапазон вимірювання порядку 10^6 разів.

Щоб було зручно порівнювати складові вібрації, які так суттєво відрізняються одна від одної, в акустиці прийнято відображати їх величини в логарифмічному масштабі [21].

Дві складові, що відрізняються за потужністю в 10 разів, прийнято рахувати в логарифмічному масштабі, що відрізняється на 10 дБ. Якщо розглядати відмінність амплітуд цих складових – то вона інша. В акустиці відмінність амплітуд складових в 10 разів у логарифмічному масштабі відповідає 20 дБ. Зв'яжемо точки відліку конкретних одиниць вимірювання, таких як віброприскорення, віброшвидкість, віброзміщення, звуковий тиск та децибели. У відповідності до стандартів МЕК:

- $1 \text{ м/с}^2 = 120 \text{ дБ}$ віброприскорення;
- $1 \text{ мм/с} = 120 \text{ дБ}$ віброшвидкості;
- $1 \text{ мкм} = 120 \text{ дБ}$ віброзміщення;
- $20 \text{ Па} = 120 \text{ дБ}$ звукового тиску.

Віброзміщення, віброшвидкість і віброприскорення, виміряні в одній точці та виражені в децибелах, збігаються тільки на одній частоті 1000 рад/с або 159 Гц.

У практиці виробничого контролю вібрації досі не отримали достатнього розповсюдження стандартні терміни, позначення та одиниці вимірюваних параметрів вібрації. Крім того, достатньо широко використовувані зарубіжні нормативні матеріали містять терміни, позначення й одиниць, які відмінні від вітчизняних, що вносить плутанину при порівнянні та оцінюванні результатів вимірювань.

Досі ми розглядали віброзміщення як міру амплітуди вібрації. Віброзміщення дорівнює відстані від точки відліку або від положення рівноваги. В європейських країнах прийнята міжнародна система одиниць і віброзміщення вимірюють в мікрометрах (мкм). В англійських країнах віброзміщення зазвичай вимірюють в мілідюймах ($1/1000$ дюйма; $1 \text{ дюйм} = 25,4 \text{ мм}$) і за традицією, застосовують значення «reak-to-reak» (розмах). Окрім коливань по координаті (зміщення), об'єкти зазнають також коливань швидкості та прискорення.

До недавнього часу не були прийняті спільні опорні значення величин механічних коливань (в нашій країні: $V_{eo} = 5 \cdot 10^{-5} \text{ мм/с}$, $A_{eo} = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$; за кордоном: $V_{eo} = 10^{-5} \text{ мм/с}$, $A_{eo} = 9,8 \cdot 10^{-6} \text{ м/с}^2$; у відповідності до рекомендацій ISO [22]: $A_{eo} = 10^{-6} \text{ м/с}^2$, $V_{eo} = 10^{-5} \text{ мм/с}$).

Згідно зі стандартом ДСТУ EN 12096:2005 «Вібрація механічна. Повідомлення та перевірка параметрів вібрації» для визначення логарифмічних рівнів за початкові значення приймають: $A_{eo} = 10^{-6} \text{ м/с}^2$ – для віброприскорення; $V_{eo} = 5 \cdot 10^{-8} \text{ мм/с}$ – для віброшвидкості [23].

Віброшвидкість зазвичай вимірюють в м/с або в мм/с, в деяких країнах – вимірюють у дюйм/с (ips).

При вимірюванні віброшвидкості використовується як СКЗ (середньоквадратичне значення), так і пікове значення. В деяких країнах, наприклад, у США, в силу давньої традиції, пікове значення є більше вживаним. Віброшвидкість у цьому разі підпорядковується синусоїдальному закону. Коли зміщення максимальне, швидкість дорівнює нулю, так як у цьому положенні відбувається зміна напрямку руху тіла. Звідси випливає, що часова реалізація швидкості буде зсунута по фазі на 90° уліво відносно часової реалізації зміщення. Іншими словами, швидкість випереджає по фазі зміщення на 90° .

Віброприскорення – це швидкість зміни віброшвидкості. Воно кількісно дорівнює похідній віброшвидкості за часом. Тому прискорення об'єкта, що за-

знає гармонічного коливання, також синусоїдальне і дорівнює нулю, якщо швидкість максимальна. І навпаки, коли швидкість дорівнює нулю, прискорення максимальне (швидкість змінюється в цей момент бистріше). Таким чином, прискорення випереджає за фазою швидкість на 90° . Віброприскорення зазвичай вимірюють в одиницях g (g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$) СКЗ.

В дійсності g не є системною одиницею – це просто те прискорення, якого ми зазнаємо, знаходячись на Землі. Стандартною одиницею вимірювання прискорення є м/с^2 , а в деяких країнах (наприклад, США, Канаді, Великій Британії – дюйм/с²). Прискорення – це зміна швидкості. Воно вимірюється в м/с^2 або в одиницях g .

Існує ще один вібраційний параметр, а саме – швидкість зміни прискорення, яка називається ривок або поштовх (*jerk*).

Ривок – це те раптове припинення сповільнення в момент зупинки, яке відчувається, наприклад, при повному гальмуванні автомобіля. У вимірюванні цієї величини зацікавлені, наприклад, виробники ліфтів, тому що пасажирів ліфтів чуттєві саме до зміни прискорення.

Процес перетворення зміщення на швидкість або швидкості на прискорення еквівалентний математичній операції диференціювання. Зворотне перетворення прискорення на швидкість і швидкості на зміщення називається інтегруванням. Сьогодні ці операції можна виконувати всередині самих вимірювальних приладів і легко переходити від одних параметрів вимірювання до інших.

На практиці, однак, диференціювання призводить до збільшення шумової складової сигналу, тому воно рідко використовується. Інтегрування, навпаки, може бути виконане з високою точністю за допомогою простих електричних схем. Це одна з причин, чому акселерометри сьогодні стали основними датчиками вібрації: їх вихідний сигнал можна легко однократно або двократно інтегрувати, отримуючи швидкість або зміщення. Та інтегрування неєфективне для сигналів з дуже низькою частотою (<1 Гц), оскільки у цій області рівні паразитного шуму надзвичайно зростають, і точність інтегрування падає. Більшість інтеграторів, які є на ринку, належним чином працюють на частотах перевищуючих 1 Гц, що є достатнім майже для всіх додатків, пов'язаних з вібраціями.

Інформація про перетворення застосовуваних одиниць вимірювання віброзміщення, віброшвидкості та віброприскорення наведена в табл. 1.1, 1.2, 1.3.

Таблиця 1.1

**Перетворення найбільш уживаних
вимірювальних одиниць для віброзміщення**

	Метр, м	Міліметр, мм	Мікрон, мкм	Фут, ft	Дюйм, in	Миля, mile
м	1	10^{-3}	10^{-6}	0,3048	0,0254	$25,4 \cdot 10^{-6}$
мм	10^3	1	10^{-3}	304,8	25,4	$25,4 \cdot 10^{-3}$
мкм	10^6	10^3	1	$304,8 \cdot 10^3$	$25,4 \cdot 10^3$	25,4
ft	3,281	$3,281 \cdot 10^{-3}$	$3,281 \cdot 10^{-6}$	1	0,0833	$8,33 \cdot 10^{-6}$
in	39,27	$39,27 \cdot 10^{-3}$	$39,27 \cdot 10^{-6}$	12	1	10^{-3}
mile	$39,27 \cdot 10^3$	39,27	0,03927	$12 \cdot 10^3$	10^3	1

**Перетворення одиниць вимірювання віброшвидкості,
які найчастіше використовуються**

	Метр на секунду, м/с, м·с ⁻¹	Міліметр на секунду, мм/с, мм·с ⁻¹	Фут на секунду, ft/s	Дюйм на секунду, in/s
м/с	1	10 ⁻³	0,3048	25,4·10 ⁻⁶
мм/с	1000	1	304,8	25,4·10 ⁻³
ft/s	3,281	3,281·10 ⁻³	1	0,0833
in/s	39,27	39,27·10 ⁻³	12	1

**Перетворення одиниць вимірювання віброприскорення,
які найчастіше використовуються**

	Метр на секунду в квадраті, м/с, м·с ⁻²	Одиниця прискорення, g	Фут на секунду в квадраті, ft/s ²	Дюйм на секунду в квадраті, in/s ²
м/с ²	1	9,807	0,3048	0,0254
g	0,102	1	0,03109	0,00259
ft/s ²	3,281	32,17	1	0,0833
in/s ²	39,27	386,1	12	1

1.3. Кореляція між одиницями вимірювання вібрації

Під час контролю рівня вібрації потрібно враховувати, що значення рівня в децибелах одного й того самого сигналу вібрації, виміряне для різних віброхарактеристик (віброзміщення, віброшвидкості та віброприскорення) – на одній і тій самій частоті, буде різним. Виняток складає тільки частота 1000 Гц. При вимірюванні вібрації на цій частоті приладами, градуйованими в децибелах (при нульових рівнях віброзміщення $S_0=8 \cdot 10^{-12}$ м, віброшвидкості $v_0=5 \cdot 10^{-8}$ м/с та віброприскорення $a_0=3 \cdot 10^{-4}$ м/с²) значення всіх трьох віброхарактеристик збігаються. Тому безпосереднє порівняння виміряного рівня вібрації з заданим у технічній документації на машину, яку перевіряють, не завжди є можливим. Наприклад, це стає актуальним у випадку, коли вид віброхарактеристики, вказаної в документації, не співпадає з віброхарактеристикою, яку слід виміряти за допомогою використовуваного приладу. Наприклад, якщо приладом вимірювали величину віброзміщення або віброшвидкості (в дБ), а в документації на машину, яку перевіряють, вказане гранично допустиме віброприскорення (в дБ). В таких випадках значення виміряної віброхарактеристики для будь-якої частоти f (в Гц) перераховують у відповідні значення потрібної характеристики для тієї ж частоти, використовуючи відомі співвідношення:

$$\begin{aligned}
 L_a &= L_v + 20 \cdot \lg f \pm 60; \\
 L_v &= L_s + 20 \cdot \lg f - 60; \\
 L_s &= L_a - 40 \cdot \lg f + 120; \\
 L_a &= L_s + 40 \cdot \lg f - 120; \\
 L_v &= L_a - 20 \cdot \lg f + 60; \\
 L_s &= L_v - 20 \cdot \lg f + 60.
 \end{aligned}
 \tag{1.1}$$

Віброхарактеристики в указаних співвідношеннях виражені в децибелах. Можливі випадки, коли не збігаються не тільки види віброхарактеристик, але

й одиниці вимірювання. Наприклад, під час вимірювань використовувався прилад, градуирований у децибелах віброприскорення, а допустима величина вібрації машини задана в технічній документації значенням віброзміщення в мікрометрах. У цьому разі спочатку необхідно, користуючись наведеними в таблицях виразами логарифмічних одиниць, перерахувати виміряні децибелі віброприскорення (в логарифмічних одиницях), а потім значення віброприскорення – в м/с^2 (в натуральні одиниці). Потім для даної частоти вимірюваного сигналу потрібно перерахувати отримане значення віброприскорення у відповідні значення віброзміщення:

$$a_m = 2\pi f \cdot v_m = (2\pi f)^2 \cdot S_m, \quad (1.2)$$

де a_m , v_m , S_m – амплітуди віброприскорення, віброшвидкості та віброзміщення в натуральних одиницях; f – частота вимірюваного сигналу вібрації.

Величина, яку отримано, оцінює ту саму віброхарактеристику (віброзміщення), що вказана в технічній документації на машину, яку перевіряють, і вона виражена в тих же одиницях вимірювання (мікрометрах). Тому їх можна порівнювати. Для прискорення подібних перерахунків можна використати готові таблиці та номограми.

Рівень віброприскорення (дБ) – відносна величина віброприскорення:

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0}, \quad (1.3)$$

де a – вимірюваний параметр; a_0 – початкове порогове значення.

Рівень віброшвидкості (дБ) – відносна величина вібраційної швидкості:

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0}, \quad (1.4)$$

де v – вимірюваний параметр вібрації; v_0 – початкове (порогове) значення.

Вібраційний процес у смугах частот оцінюється сумарним (спільним) рівнем (у децибелах) всіх спектральних складових, що входять в дану частотну смугу відповідно до виразу:

$$L = 20 \lg \sqrt{\sum_{i=1}^n a_i^2}, \quad (1.5)$$

де a_i – значення складових коливального процесу; a_0 – порогове значення вимірюваної складової; $i = 1 \dots n$ – кількість спектральних складових.

Якщо рівні окремих складових вібрації у смузі частот, що розглядається, L_i виражені в децибелах, то загальний рівень вібрації (в децибелах) може бути визначений за формулою:

$$L = 10 \lg \sum_{i=1}^n 10^{L_i/10}. \quad (1.6)$$

Найзручніше користуватися СКЗ змінного параметра, який визначається

як:

$$a = \sqrt{\frac{1}{T} \int_T^{1+T} a^2(t) dt}. \quad (1.7)$$

Це дозволяє об'єднати чисто гармонічні та складні коливальні процеси в єдиний еквівалентний показник і дозволяє їх порівняння. Оцінка вібрації за допомогою СКЗ усуває потребу визначення фазового кута між окремими компонентами. Якщо віброшвидкість відома, амплітуда пікового зміщення (одинарна) може бути вирахована із залежності:

$$\tilde{v}_f = \frac{v_f}{\omega_f} \sqrt{2} = \frac{v_f}{2\pi f} \sqrt{2} = 0,225 \frac{v_f}{f}, \quad (1.8)$$

де \tilde{v}_f – амплітуда пікового зміщення; v_f – ефективне значення віброшвидкості при частоті f ; $\omega_f = 2\pi f$ – кутова швидкість.

Приклад. Інтенсивність вібрації (ефективне значення) при вимірюванні вібрації дорівнює 4 мм/с, тобто максимальна ефективна величина віброшвидкості в діапазоні 10-1000 Гц не перевищує 4 мм/с. Спектральний аналіз показав, що основною частотою є 25 Гц. При 25 Гц ефективна віброшвидкість – 2,8 мм/с.

Таким чином, пікова амплітуда визначається з рівняння (1.9):

$$\tilde{v}_f = 0,225 \cdot \left(\frac{2,8}{25} \right) = 0,0252 \text{ мм}. \quad (1.9)$$

Необхідно відмітити, що віброшвидкість є головним параметром при вимірюванні інтенсивності вібрації, і тому взагалі небажано виводити її значення за допомогою амплітуди віброзміщення основної гармоніки.

Якщо рівні віброприскорення в децибелах відомі, то віброшвидкість в мм/с може бути вирахована із залежності:

$$v = \frac{10^{L/20} \cdot a_0}{2\pi f}, \quad (1.10)$$

де L – рівні вібрації в децибелах по прискоренню, дБ; a_0 – нульовий рівень прискорення ($a_0 = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$); f – частота.

Приклад. Рівень віброприскорення на частоті 25 Гц складає 92 дБ, тоді:

$$v = \frac{10^{92/20} \cdot 3 \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 3,14 \cdot 25} = 76,07 \text{ мм/с}. \quad (1.11)$$

Допускається визначення вібраційної швидкості підшипникових опор в октавній смузі шляхом вимірювання вібраційного зміщення з наступним перерахунком за формулою [23]:

$$v_e = 0,074 \cdot 10^{-3} \cdot A \cdot n. \quad (1.12)$$

де A – пікове значення вібраційного зміщення, мкм; n – частота обертання, об/хв.

Допускається визначення пікового значення вібраційного зміщення під-

шипникових опор шляхом вимірювання складової вібраційної швидкості опор (частотою, що дорівнює частоті обертання машини) з наступним перерахунком за формулою (1.13) [23]:

$$A \approx 13,5 \cdot 10^{-3} \frac{v}{n} \text{ мм.} \quad (1.13)$$

Середнє квадратичне значення віброшвидкості за даними спектрального аналізу в указаній для v_e смузі частот визначається за формулою (1.14) [23]:

$$v_e = \sqrt{\sum_{i=1}^n v_{ei}^2}, \quad (1.14)$$

де v_{ei} – середнє квадратичне значення віброшвидкості, отримане при спектральному аналізі для 1-ї смуги фільтра; $i = 1, 2, \dots, n$, при цьому 1-а та n -а смуги фільтра повинні включати відповідно нижню і верхню граничні частоти заданих для вимірювання смуги частот.

При контролі вібрації, який здійснюється за допомогою смугових фільтрів, в частотних смугах виникає утруднення, пов'язане з установкою: до якої конкретної частоти в даній смузі слід відносити вимірний рівень вібрації. Тому доводиться оперувати центральною частотою:

$$f_0 = \sqrt{f_1 - f_2}, \quad (1.15)$$

де f_1 і f_2 – відповідно нижня і верхня межі смуги.

1.4. Основні характеристики акустичних процесів

Основні параметри акустичних процесів наведено в табл. 1.4. Вказані акустичні параметри не вичерпують усіх можливих діагностичних характеристик, але вони є основними для більшості інших вимірювань.

Таблиця 1.4

Параметри акустичних процесів

Параметр	Позначення	Одиниця вимірювання, СІ	Співвідношення одиниць вимірювання СІ та СГС
Звуковий тиск, механічна напруга	p_a	Па	10 дін/см^2
Інтенсивність звука	I	Вт/м ²	$10^3 \text{ ергсм}^2 \text{ с}$
Звукова потужність	W	Вт	10 ерг/с
Швидкість коливання часток	v, ξ	м/с	10^2 см/с
Коливальне прискорення часток	a, ξ	м/с ²	10^2 см/с^2
Швидкість розповсюдження звукових хвиль	c	м/с	10^2 см/с
Довжина звукової хвилі	λ	м	10^2 см
Лінійна частота коливань	f	Гц	Гц
Кутова частота коливань	ω	рад/с (1/с)	рад/с
Період коливань	T	с	с
Щільність звукової енергії	w	Дж/м ³	10 ерг/см^2
Акустичний опір	$Z(Z_a \cdot \rho \cdot c)$	Па·с/м	$10^{-1} \text{ дін} \cdot \text{с/см}^3$
Механічний опір	Z_M	Н·с/м	$10^3 \text{ дін} \cdot \text{с/см}$

Між наведеними в таблиці величинами існує тісний зв'язок. Розглянемо декілька прикладів.

Звукова потужність – енергія, що передається звуковою хвилею за одиницю часу через поверхню, яка розглядається. Середнє у часі значення потужності звуку, віднесене до одиниці площі, називається **інтенсивністю звуку**.

Для плоскої гармонічної хвилі справедлива формула, яка пов'язує амплітудні характеристики (коливальна швидкість, звуковий тиск) з енергетичними:

$$I = \frac{P_a \xi_a}{2} = \frac{(p_a)^2}{2\rho c} = \frac{(\xi_a)^2 \rho c}{2} = p \xi = \frac{p^2}{2\rho c} = \xi^2 2\rho c,$$

де p_a і ξ_a – амплітуди звукового тиску та швидкості коливання часток; p та ξ – ефективні (діючі) значення; $(\rho \cdot c)$ – питомий акустичний опір середовища, який дорівнює добутку щільності середовища на швидкість розповсюдження в ньому звукових хвиль.

При віброакустичних вимірюваннях широко використовуються відносні характеристики, найвідомішими з яких є **рівень звукового тиску** L_p та **рівень звукової потужності** L_w . Вони виражаються в децибелах (дБ) і характеризують співвідношення тиску або потужності діючого звукового поля і деяких порогових значень. В акустиці за порогове значення звукового тиску прийнята величина $p_0=2 \cdot 10^{-5}$ Па.

Це значення відповідає середньоквадратичному тиску чистого тону частотою 1000 Гц нормального порога чутливості. Пороговий рівень звукової потужності $W_0=10^{-12}$ Вт.

Тоді відповідні рівні визначаються формулами:

$$L_p = 20 \lg \frac{p}{p_0}; \quad L_w = 10 \lg \frac{W}{W_0}. \quad (1.16)$$

Величини W_0 та p_0 перебувають у тісному взаємозв'язку. Пороговий тиск формується на сфері одиничної площі навколо джерела з пороговим рівнем. Це легко показати, розглядаючи інтенсивність хвилі з пороговим тиском у повітрі ($\rho c_{\text{пов}}=415$ Па·с/м):

$$I_0 = \frac{p_0^2}{\rho c} = \frac{(2 \cdot 10^{-5})^2}{415} \left[\frac{(\text{Па})^2}{(\text{кг/м}^3)(\text{м/с})} \right] \approx 10^{-12} \left[\frac{\text{Вт}}{\text{м}^3} \right].$$

Якщо проаналізувати звукове поле на деякій поверхні площею S , що оточує джерело звукової енергії з рівнем L_w , то можна отримати зв'язок цієї величини з рівнями звукового тиску на кожному з n окремих ділянок поверхні, що розглядається:

$$L_w = 10 \lg S + \overline{L_p}, \quad \text{де } \overline{L_p} = \frac{1}{n} \sum_i 10^{0,1 L_{p,i}}. \quad (1.17)$$

Формула (1.17) дає можливість оцінювати рівень звукової потужності джерела (зазвичай в діагностиці це – працюючий механізм) за результатами

вимірювань рівнів звукового тиску в різних точках деякої уявної поверхні навкруги досліджуваного джерела. Тобто формула справедлива для вільного звукового поля.

У твердому тілі амплітуди віброзміщення x , віброшвидкості $v = \dot{x}$ та віброприскорення $a = \dot{v} = \ddot{x}$ для гармонічних процесів виду:

$$\begin{aligned} x(t) &= x \cos(\omega t - \varphi), \\ v &= \dot{x} = \omega x; \quad a = \dot{v} = \omega v = \ddot{x} = \omega^2 x. \end{aligned} \quad (1.18)$$

Дані параметри також часто вимірюються у відносних одиницях (дБ). При цьому вони можуть визначатися різними способами (такого загально прийнятого порогового рівня, як для повітря, немає), наприклад, наступним чином:

$$\begin{aligned} L_x &= 20 \lg \frac{x}{x_0}; \quad x_0 = 8 \cdot 10^{-12} \text{ м}; \\ L_{\dot{x}} &= 20 \lg \frac{\dot{x}}{\dot{x}_0}; \quad \dot{x}_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}; \\ L_{\ddot{x}} &= 20 \lg \frac{\ddot{x}}{\ddot{x}_0}; \quad \ddot{x}_0 = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м/с}^2, \end{aligned} \quad (1.19)$$

де $x_0, \dot{x}_0, \ddot{x}_0$ – порогові значення, відповідно, зміщення, швидкості та віброприскорення.

Порогові значення пов'язані між собою виразом (1.19) і на базовій частоті 1000 Гц збігаються із зміщенням, швидкістю та прискоренням часток повітря при пороговому звуковому тиску $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па.

Приведений аналіз характеризує простий віброакустичний сигнал на певній частоті. Реальні сигнали мають більш складну структуру і включають в себе низку гармонічних компонентів. Це призводить до необхідності аналізу сигналів не лише за їх амплітудами, але й у частотному діапазоні.

Формули (1.19) можуть бути застосовані по відношенню до окремих гармонічних складових сигналу. Інтегральна оцінка загального впливу звукового поля складного сигналу потребує додаткового аналізу.

Розглянемо випадок, коли звуковий сигнал має дві складових з частотами f_1 і f_2 . Нехай отримані рівні звукового тиску складових L_{p1} і L_{p2} . Оцінимо рівень тиску в сумарному звуковому полі. Тут можливі два варіанти: сигнали когерентні, тобто між складовими сигналу є взаємозв'язок, і сигнали не когерентні, тобто фазові співвідношення між складовими сигналу підпорядковані випадковому закону. У другому випадку слід використовувати енергетичне складання сигналів. Рівень звукового тиску для некогерентного випадку буде розраховуватися за формулою:

$$L_{p\Sigma} = 10 \lg \left(\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 + \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 \right), \quad (1.20)$$

де p_1 і p_2 – ефективні (середньоквадратичні) значення звукового тиску першої

та другої складових звукового сигналу.

Визначимо рівень тиску сумарного сигналу за відомими L_{p1} і L_{p2} . Допустимо, що $L_{p1} > L_{p2}$, тоді:

$$L_{p\Sigma} = 10 \lg \left(10^{0,1L_{p1}} + 10^{0,1L_{p2}} \right) = 10 \lg \left(10^{0,1L_{p1}} \left(1 + 10^{0,1(L_{p2}-L_{p1})} \right) \right),$$

тобто:

$$L_{p\Sigma} = L_{p1} + \Delta L;$$

$$\Delta L = 10 \lg \left(1 + 10^{0,1(L_{p2}-L_{p1})} \right).$$

Для спрощення аналізу можна отримати численні значення, що прив'язують поправку ΔL , до максимального з двох складових рівню звукового тиску та різницю рівнів тиску складових (табл. 1.5).

Таблиця 1.5

Зв'язок поправки ΔL та різниці рівнів тиску складових

$L_{p2}-L_{p1}$, дБ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ΔL , дБ	3	2,5	2,1	1,8	1,5	1,2	1	0,8	0,6	0,5	0,4

Таким чином, при складанні двох некорельованих сигналів максимальне збільшення рівня звукового тиску – 3 дБ.

Узагальнення формули (1.20) для довільної кількості некорельованих складових складного сигналу дає:

$$L_{p\Sigma} = 10 \lg \left(\left(\frac{p_1}{p_0} \right)^2 + \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^2 + \dots + \left(\frac{p_n}{p_0} \right)^2 \right).$$

У разі когерентних сигналів результат спільної дії складових буде залежати від фазових співвідношень між ними. Так, при складанні сигналів з однаковою частотою:

$$p_{\Sigma}^2 = p_1^2 + p_2^2 + 2p_1p_2 \cos \theta,$$

де θ – фазовий зсув між сигналами p_1 і p_2 . Тоді при $p_1 = p_2$:

$$\theta = 0 \Rightarrow p_{\Sigma} = p_1 + p_2 \Rightarrow \Delta L = 6 \text{ дБ};$$

$$\theta = 180^\circ \Rightarrow p_{\Sigma} = p_1 + p_2 = 0.$$

Під час досліджень шумів, породжених механізмами, часто виникає інтерес до впливу таких процесів на людину.

При цьому важливо враховувати особливості сприйняття звуку людиною, зокрема її різну чутливість на різних частотах. Для врахування цих особливостей у вимірюваннях рівнів звукового тиску та потужності вводиться коригуючий параметр – характеристика A . Відповідна одиниця вимірювання – децибели A (дБА). Ця характеристика враховує поправки до реальних рівнів звукового тиску, які можна відобразити у вигляді графіка або таблиці. Якщо вважати, що:

$$L_{\text{дБА}} = L_{\text{дБ}} + \Delta,$$

то в залежності від частоти величину поправки слід брати у відповідності до наведених співвідношень (табл. 1.6).

Таблиця 1.6

Залежність величини поправки від рівня звукового тиску

f , Гц	10	100	200	500	2500	5000	10000
Δ , дБ	-70,4	-19,1	-10,9	-3,2	+1,3	+0,5	-2,5

Висновки за розділом 1

Інтерес до розуміння природи надійності машин та її підвищення значно більший порівняно з іншими проблемами експлуатації. Тому в теорії надійності та на практиці питання надійності займає одне з центральних місць.

На сьогодні наука про надійність машин спирається на три складових: механіку, теорію імовірності та трибологію. При цьому потрібно одночасно враховувати фізику явищ і ймовірнісну природу процесів, що змінюють початковий стан об'єктів. Прогноз надійності проекту базується на надійності прототипів, умовах експлуатації та інших факторах, а не на статистичних даних.

Однак, незважаючи на розмаїтість знань, які набуто в теорії прогнозу надійності машин, науково обґрунтовані заходи щодо підвищення зносостійкості матеріалів деталей машин та якості вітчизняних тракторів і вантажних автомобілів залишаються недостатніми для забезпечення їх конкурентоспроможності. Сучасна теорія зношуваності матеріалів лише орієнтовно, і не для всіх випадків, дозволяє визначити швидкість спрацьовування. Таким чином, нерідко впровадження науково обґрунтованих рішень стосовно конструкції та експлуатації тракторів і вантажних автомобілів на практиці не діє ефективно і не дає очікуваних результатів. Це пов'язано з тим, що процеси старіння виявляються як випадкові події, які залежать від конкретних властивостей, таких як розсіювання якості матеріалів і геометричних параметрів, що виникають в результаті технологічних процесів. Крім того, широкий спектр умов роботи, навантаження, швидкостей, температур, вібрації тощо вносить додаткову варіацію.

Для кожної з цих умов, запас надійності системи машини може бути обмежений певним параметром, таким як моделі зношуваності. Завдяки різним початковим структурним параметрам та геометрії деталей, змінюються напрямки, точки прикладення, площі контакту, величини сил і закони руху, що в свою чергу впливає на вібрацію елементів, вузлів і всієї машини в цілому.

У машинах одного типу, виготовлених за однією технологією, деградаційні процеси можуть відбуватися з різною швидкістю спрацювання. Ця різниця є наслідком впливу різних процесів старіння, експлуатації, дії довкілля та взаємодії людини і машини.

Отримання повних початкових даних щодо окремих деталей чи механізмів є завданням непростим. Для деяких машин, зокрема тракторів, у більшості випадків це практично неможливо. Повну картину технічного стану з'єднання, вузла або машини в цілому можна отримати, використовуючи параметри вібрації. Вони є індикатором фактичної взаємодії деталей, швидкісного та навантажувального стану, а також умов експлуатації.

2. ХАРАКТЕРИСТИКА МАШИН ЯК ДЖЕРЕЛА ВІБРАЦІЇ

2.1. Механізми виникнення вібрацій у машинах

Оскільки основні функціональні характеристики та показники якості машин закладаються на стадії проектування ($П$) і доведення ($Д$), втілюються в життя при виготовленні та складанні ($І$), а також при введенні в експлуатацію ($В$) та реалізуються в процесі складних умов експлуатації ($Е$), то досяжна надійність і ресурс машини в часі визначаються комплексом фактичного стану якості ($К$) конкретного агрегату і машини в цілому:

$$K = f(P, D, I, B, E) \pm F. \quad (2.1)$$

Звідси випливає, що досягти підвищення надійності та ресурсу можливо шляхом удосконалення якості $П$ і методів контролю (збереження) заданої проектної якості на стадіях $І$, $Д$ та $Е$. Але фактично кожна складова якості машини має n невідомих структурних параметрів стану нестабільності діючих процесів та похибок їх визначення (F). Достовірність знань про статистичні структурні параметри і характеристики ресурсів великої кількості елементів машини уже на стадії $П$ не може бути повною через недостатні знання, рекомендації стандартів, розрахункові методики, допуски на виготовлення, наявність компромісних конструктивних рішень і велику ймовірність припущання помилки при оптимізації функціональних характеристик, робочих процесів і динамічних характеристик окремих агрегатів і комплектних машин та технологічних факторів їх використання. Але навіть задані конструктором параметри, як правило, не можуть бути з достатньою точністю відтворені при виготовленні та складанні. Забезпечення надійності та ресурсу машини за загальноприйнятими моделями, багаточисливими ресурсними випробуваннями – це трудомісткий і тривалий випадковий процес лабораторних випробувань і експлуатаційної доведення. При зниженні обсягів лабораторних діагностичних випробувань за рахунок доведення в експлуатаційних умовах дефекти конструкції можуть бути усунені лише за явними відмовами механізмів машини. Більша частина прихованих дефектів і резонансних явищ, пов'язаних кореляційною залежністю з режимами роботи, робочими процесами та експлуатаційними умовами залишається в машинах, що серійно випускаються. Тому робота всіх машин і механізмів, які мають рухомі частини та потоковмісні гідро-, газо, аеродинамічні системи, завжди супроводжується вібрацією і шумом. У низці випадків перехідні процеси при терті та і в стаціонарному стані також супроводжуються акустичним сигналом. Це природні процеси, що відбуваються в машинах і в обладнанні, і збурюються вони динамічними силами дефектів, несправностей та режимами роботи, що і є причинами їх спрацьованості та відмов. Через це початковий (проектний) технічний стан вже на стадії надходження машин в експлуатацію не може бути однаковим.

Таким чином, властивості структури механізмів машин на стадіях $П$, $Д$, $І$, $В$ можуть бути охарактеризовані великим набором конструктивних, технологічних і функціональних параметрів стану. Причина кожного дефекту й несправності машини зумовлена об'єктивними або суб'єктивними чинниками.



Рис. 2.1. Основні конструктивні, технологічні та експлуатаційні фактори механічного походження, які впливають на технічний стан машини

У різних умовах експлуатації показники надійності машини будуть різними. Конструктивні та виробничі чинники – це найчастіше приховані дефекти та потенційні несправності (рис. 2.1). Відмови, наприклад, вітчизняних тракторів через недосконалість конструкції та технології виготовлення складають 50-65%, внаслідок порушення правил експлуатації – 35-37% усіх експлуатаційних відмов. Напрацювання на відмову з наявним технічним обслуговуванням складає 40-100 год., на складну відмову – 100-200 год.

У процесі експлуатації машин їх технічний стан ще більше стає індивідуальним. На зміну технічного стану істотно впливають важкі режими та індивідуальні умови експлуатації (Е) машин (технологічні, природні). Для тракторів до природних умов слід віднести стан оброблюваного середовища (грунт, добрива, їх фізико-механічні, хімічні та біологічні властивості, вологість та ін.); поверхні поля і дороги (рельєф, мікропрофіль), щільність ґрунту. Таке різноманіття факторів суттєво впливає на тяговий опір трактора, зміну опору в часі.

Тому особливістю проблеми надійності є її зв'язок з усіма етапами проектування, виготовлення і використання машин, починаючи з моменту формування та обґрунтування ідеї створення нової машини і закінчуючи прийняттям рішення про її списання. Особливо важливим є виявлення зв'язків між показниками надійності та можливостями їх підвищення на кожному етапі проектування, виготовлення, експлуатації та ремонту машини.

Тому за походженням або причинами появи вібрації є дефекти, несправності, умови та режими експлуатації поділяють на три види (рис. 2.2, 2.3):

- конструктивні (з вини конструктора);
- технологічні (внаслідок погано організованого виробничого процесу);
- експлуатаційні (внаслідок неправильної експлуатації або несприятливого поєднання режимів експлуатації – порушення діючих правил, перенавантаження машини, несвоєчасне проведення ТО і т. п.).

При проектуванні та розрахунку машини закладається її надійність. Вона залежить від проектного рівня конструкції машини та її вузлів, закладених міцнісних і контактних навантажень, використовуваних матеріалів, закладених допустимих швидкісних і навантажувальних параметрів, методів захисту від різних шкідливих впливів, системи змащування, пристосованості до ремонту й технічного обслуговування та інших інтелектуальних властивостей, конструктивних особливостей конкретної машини (рис. 2.4).

При виготовленні машини забезпечується її надійність. Вона залежить від якості виготовлення деталей (форм і розмірів), методів контролю продукції, що випускається, можливостей керування ходом технологічного процесу, технології та правил складання машини та її вузлів, методів випробувань агрегатів і комплектного трактора й інших показників технологічного процесу, усунення монтажних дефектів.



Рис. 2.2. Класифікація дефектів, несправностей і відмов



Рис. 2.3. Схема класифікації дефектів сполучень

З підвищенням точності виробництва підвищується технічний рівень машини, її безвідмовність і довговічність, скорочуються витрати на обслуговування, простій і ремонт. Підвищення точності виготовлення деталей дозволяє скоротити трудомісткість процесу складання. Це досягається шляхом часткового або повного усунення вирівнювальних або пригоночних робіт, що сприяє досягненню взаємозамінності елементів. Точні деталі також забезпечують можливість проведення поточного складання та дозволяють скоротити терміни ремонту.

При складанні механізмів машини виникають похибки взаємного положення її елементів, неякісні сполучення і деформації з'єднаних деталей. Ці похибки погіршують функціональні характеристики машини. Від якості складання залежить надійність роботи виготовлених машин за показниками безвідмовності та довговічності.

Порушення складання та монтажу призводять до зміни динамічних характеристик машини, до збурення власних частот деталей, вузлів та агрегатів, до підвищення вібрації. Підвищення рівня вібрації створює додаткові динамічні навантаження, сприяє прискореному спрацюванню поверхонь тертя, порушенню точності роботи виконавчих механізмів, збільшенню втрат на тертя і, відповідно, зменшенню ККД, зниженню ресурсу, надійності та терміну служби.

Складання і монтаж під час виробництва, регулювальних робіт, поточного та капітального ремонту механізмів і комплектних машин є важливим етапом збереження проектної якості машини.

Причинами похибки складання є:

- відхилення розмірів, форми та взаємного положення поверхонь сполучуваних деталей. Ці відхилення можуть впливати на проміжки та натяги, змінюючи задані посадки. В результаті може виникати радіальне та осьове биття тіл обертання, а також відхилення від співвісності тощо;

- неякісна обробка сполучуваних поверхонь, що може призводити до їх нещільного прилягання, зниження контактної жорсткості стиків і герметичності;

- неточна установка і фіксація елементів машини в процесі її складання;

- неякісні припасування та регулювання сполучуваних елементів машини;

- порушення умов і режимів виконання складальних операцій (нерівномі-

- рна зтяжка різбових з'єднань, що спричиняє перекоси і деформації елементів, які складають, деформації при закріпленні деталей у пристроях для складання);
- геометричні неточності обладнання, пристосувань та інструментів для складання;
 - неточне налаштування обладнання для складання;
 - теплові деформації елементів технологічної системи (обладнання для складання – пристосування – інструмент – об'єкт, який складають);
 - деформації, які виникають від впливу остаточних напружень в матеріалі деталей, які складають;
 - нетехнологічність конструкції виробів, що ускладнює досягнення заданої точності складання і проведення регульовальних робіт.



Рис. 2.4. Структурна схема основних завдань і системного підходу до їх розв'язання при проектуванні машин

Дефекти складання підшипникових вузлів і механізму в цілому проявляються у відхиленні форми та розмірів посадкових місць від розрахункових. Також вони можуть призводити до зміни виду радіального навантаження на тіла кочення. Поміж чинників, які впливають на це, наявні сили тяжіння ротора, сили радіального натягу та обертальні сили. Причиною цього може бути виникнення пружних деформацій, перекіс зовнішнього або внутрішнього кілець, злам вісі валів сполучуваних механізмів, неспіввісність осей обертання, порушення симетрії валів і кілець підшипника.

Дефекти під час складання визначаються похибками сполучуваних поверхонь деталей, які складають, при осесиметричному навантаженні P для випадків, коли кількість гвинтів, що закріплюють кришку, достатньо велика. Похибки виготовлення $\delta_1, \delta_2, \delta_3$ кріплення і кришки (рис. 2.5) призводять у процесі складання до викривлення опорної поверхні T , яка повертається на деякий кут і призводить до перекосу, наприклад, кільця підшипника кочення. Перекіс кільця підшипника можливий не тільки через похибки виготовлення кришки, але й через неперпендикулярність торця заплечиків шийки вала відносно осі вала (рис. 2.6).

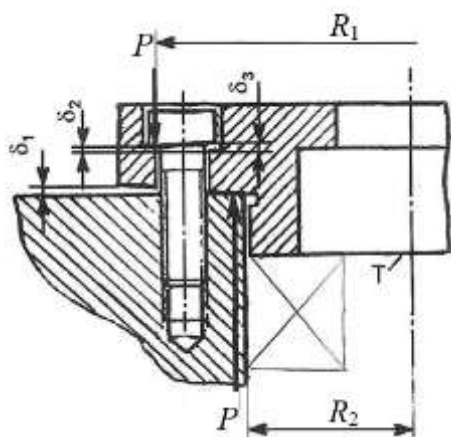


Рис. 2.5. Вплив похибок виготовлення кришки і гвинта на утворення перекосів у сполученнях

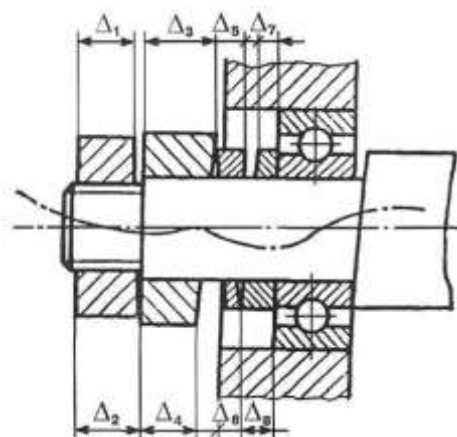


Рис. 2.6. Скривлення осі валу під час складання деталей з непаралельними торцями

Кут повороту поперечного перерізу дорівнює:

$$\varphi = M / (EI_3);$$

$$I_3 = z^2 \int_F \frac{dF}{r},$$

де M – згинальний момент ($M = P \cdot n \frac{(R_1 - R_2)}{2\pi}$); P – сила затягнення одного болта; n – кількість болтів; R_1, R_2 – відстань від осі кришки до лінії прикладення сили P ; E – модуль пружності першого роду (модуль Юнга) матеріалу кришки; r і z – координати елементарної площадки dF перерізу у вибраній системі.

Формула визначення φ справедлива і для випадків контакту кришки і корпусу. Точність складання циліндричної зубчастої передачі визначається кількома розмірними ланцюгами. Розмірний ланцюг, що визначає неприлягання (контакт) зубців за довжиною, наведений на рис. 2.7.

Складанність зубчастої пари визначають такі похибки і неточності виготовлення та складання: β_1 і β_{11} – похибки напряму зубців (або похибки осьових кроків) колеса і шестірні; β_2 – перекоє осі зубчастого колеса відносно осі вала при запресуванні; $\beta_4, \beta_5, \beta_8, \beta_9$ – відхилення від паралельності осей валів, зумовлені ексцентриситетами зовнішніх кілець підшипників; β_3, β_{10} – відхилення від паралельності осей валів, зумовлені биттями шийки під зубчасте колесо (шестірні) відносно шийок під підшипники; β_6, β_7 – перекоє і відхилення від паралельності осей отворів у корпусі редуктора. Замикаючою ланкою β_{Δ} розмірного ланцюга є проміжок неприлягання зубців передачі.

На рис. 2.7 цифрами позначені: 1 – спільні осі отворів у корпусі; 2 – осі обертання шестірні та колеса; 3 – осі опорних шийок валів; 4 – вісь посадочної шийки вала колеса; 5 – вісь отвору колеса; 6 – лінії перетинання бокових поверхонь зубців з поверхнею зачеплення; 7 – вісь вала-шестірні.

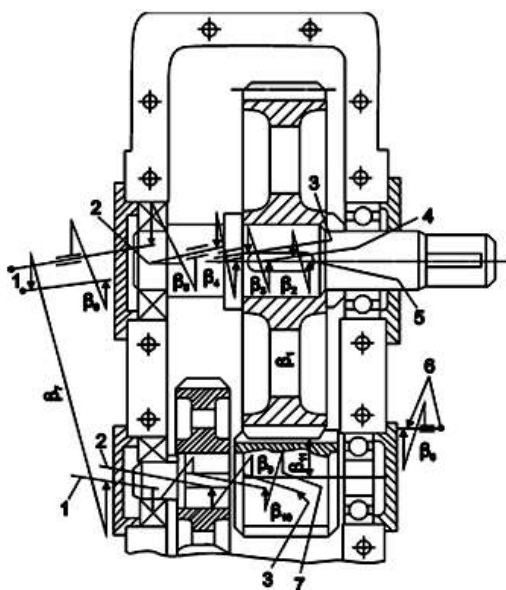


Рис. 2.7. Розмірний ланцюг, що визначає контакт зубців передачі за довжиною

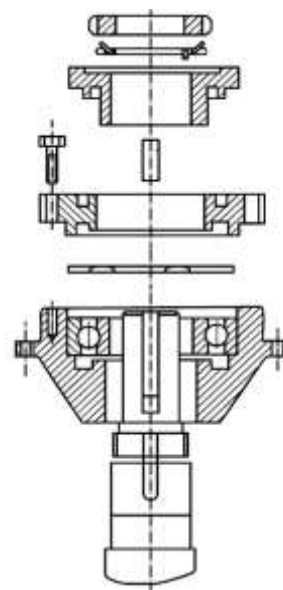


Рис. 2.8. Подетальне складання підшипникового вузла

Пошкодження зубчастих передач залежать від:

- похибки технології виготовлення (розмірів, кроку, форми та класу точності) зубчастих передач;
- окружної швидкості коліс;
- навантаження, яке передає зубчаста пара;
- умов змащування;
- інерційно-жорсткісних характеристик коробки передач (редуктора);
- похибок монтажу зубчастих коліс, спричинених перекоє осей, неспіввісністю валів, неправильно встановленим боковим проміжком і т. п.

Поширене подетальне складання підшипникового вузла головної передачі та коробки передач на шийку вала (рис. 2.8) не забезпечує щільного прилягання внутрішнього кільця підшипника до заплечиків шийки. Ця проблема поєднана з внесенням під час складання помилок (включаючи перекоє кілець підшипників).

Джерела внутрішніх та зовнішніх збурювальних впливів механічного походження наведені на рис. 2.9.

Властивості деталей механізмів машин повніше виявляються під час їх взаємодії, і коливання механізмів є прямим результатом цієї взаємодії, включаючи їх співударі. Таким чином, коливання механізмів містять значну кількість інформації про їх стан, яку неможливо або важко отримати з інших джерел.

Вібрації, викликані тертям і вимушені вібрації, пропорційні швидкості руху та навантаженням, а також збільшенню робочих проміжків, геометричним і кінематичним похибкам механізмів, мають тісний зв'язок з іншими процесами, резонансними явищами і змашуванням в парах тертя. Збіг власних частот вібрації деталей з частотою контактної вібрації впливає на процеси співудару деталей і вібраційного тертя. Під дією вібраційної енергії пружних хвиль матеріал деформується, змінюються його в'язкопружні властивості, спектр власних частот та еластичність пружних систем [24]. Більшість дефектів міцності пов'язані з вібрацією [12, 13, 25]. Тому віброактивність машин є одним із ключових показників конструктивної та технологічної досконалості машин і у більшості випадків визначає якість їх проектування.

Фізичним носієм інформації про стан елементів механізму у вібраційній діагностиці є пружні хвилі, які збурюються у механізмі співударом деталей.

Розглянемо деякі умови співудару деталей. У перший момент зіткнення деталей деформація і напруга локалізуються у невеликому об'ємі матеріалу, а більша частина механізму залишається у незбуреному стані, що добре видно на кадрах швидкісної зйомки). Потім зі швидкістю звуку збурення розповсюджується по механізмі з лінійним розміром.

Центрами збурення коливань у механізмі є зони контакту деталей в момент їх співудару. Через пружність матеріалу деталі, що зіткнулися, продовжують рухатися назустріч одна одній зі швидкістю, яка зменшується. Поверхні зіткнення деформуються, збільшується зона контакту, а, отже, і сила тиску деталей одна на одну. Під дією цієї сили швидкість зближення деталей спадає, а потім сила пружності змушує деталі розійтись.

Таким чином, у невеликій зоні стикання деталей тиск змінюється від більших значень (порядку тисяч атмосфер) до нуля. При цьому енергія, витрачена на збурення коливань складає невелику частку від енергії співудару (порядку 0,004%), але, з точки зору слухового сприйняття, вона буває достатньо великою (наприклад, при ударах більярдних куль).

Прикладами співудару деталей у механізмах, які працюють, є удари шийки в шатунних підшипниках двигунів внутрішнього згоряння, співударі у сполученні шатуна з поршнем (кільця з головою шатуна), при перекладці поршня, голки форсунки з корпусом розпилювача в системах дозапалювання пального та ін.

Такий же характер має шум, що виникає при дисбалансі деталей, що обертаються. Джерелом дисбалансу можуть бути неоднорідності матеріалу тіла, яке обертається, несиметричність конструкції, дефекти монтажу. Несиметричність конструкції виражається у неправильному розподіленні мас і отворів, нерівномірності порожнистих деталей, неточному виборі допусків і посадок сполучених деталей (що призводить до радіального та осевого биття), порушенні симетрії розподілення мас шплінтами і шпонками. Дисбаланс виникає також через деформацію оброблених деталей, від внутрішніх термічних напружень, погнутості валів, радіального биття шийок і т. д.

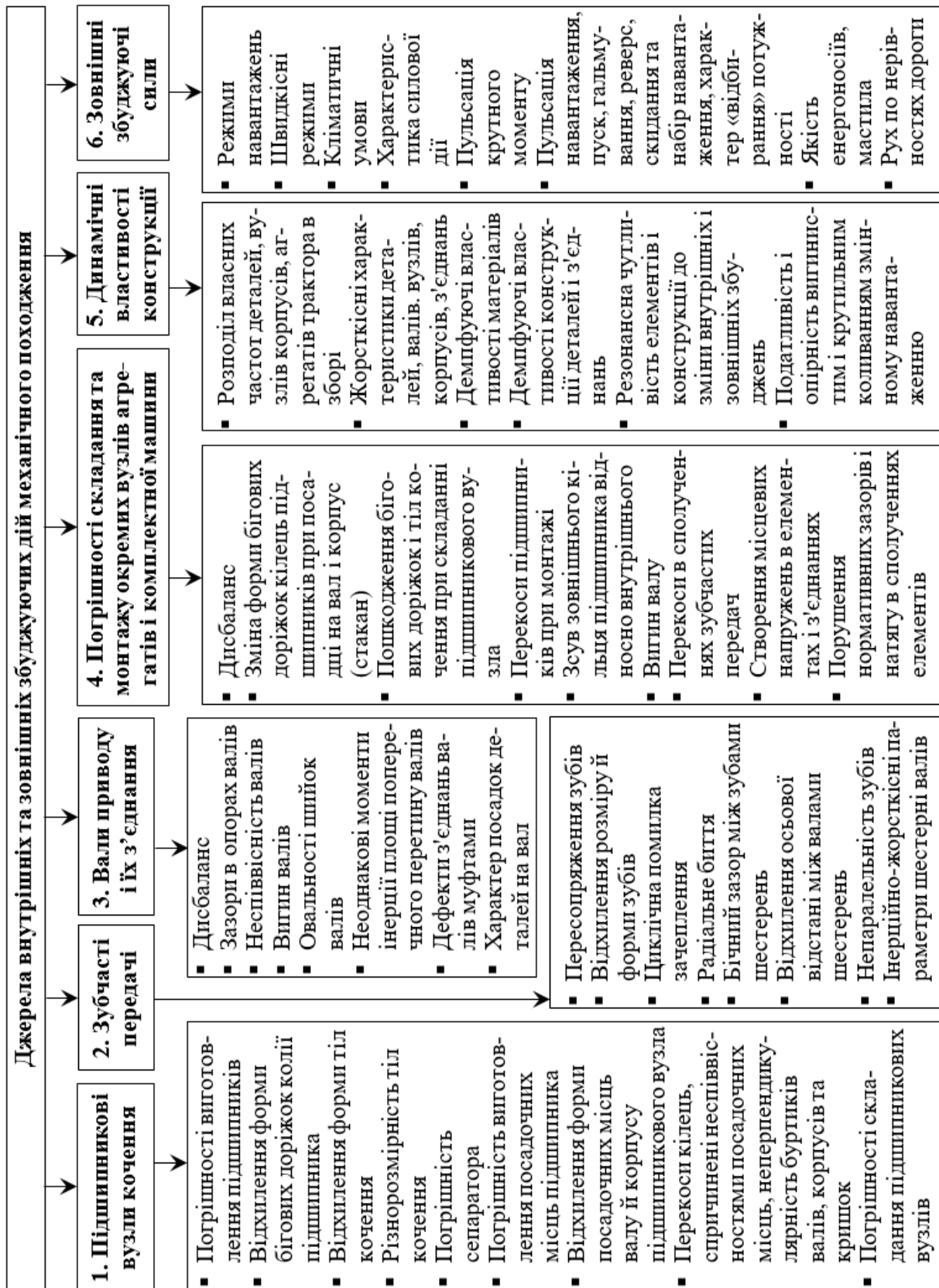


Рис. 2.9. Структурна модель конструктивних і виробничих дефектів та експлуатаційних несправностей машин

Монтажні дефекти характеризуються радіальним биттями від натягу шпонками, несиметричним розподіленням гвинтових з'єднань складених тіл, які обертаються, (симетричне розподілення також може спричиняти дисбаланс, але на значно більших частотах, ніж основна частота), згином лінії вала при жорсткому сполученні, деформацією деталей від нерівномірного нагрівання й охолодження при гарячих посадках.

Дисбаланс може виникати від деформацій, причиною яких є неоднорідність температурних полів і різниця коефіцієнтів теплового розширення сполучених деталей, що виготовлені з різних матеріалів. Його причиною також може бути зміщення деталей під дією електричних сил (наприклад, обмоток в електричних машинах), нерівномірна корозія або спрацьованість деталей і, взагалі, вплив зовнішніх чинників.

Тіло, що обертається, не впливає на опори, коли вісь обертання строго збігається з відповідною віссю інерції. Практично цього досягти важко. Незначне зміщення l центра ваги відносно осі обертання зумовлює виникнення неврівноваженої відцентрової сили F , дорівнює $F = m\omega^2 l$, де m – маса тіла, що обертається; ω – кутова швидкість обертання.

Для об'ємного тіла, що обертається, дисбаланс має більш складний характер, з'являється так звана динамічна неврівноваженість (або динамічний дисбаланс).

2.2. Процеси збурення вібрації в машинах

Основними джерелами енергетичних впливів на машину (на прикладі тракторів) є:

- внутрішні джерела енергії, пов'язані з кінематичною взаємодією деталей і робочими процесами, що відбуваються в машині (тракторі) (1-4, рис. 2.9, рис. 2.10);

- динамічні, швидкісні та навантажувальні режими експлуатації (5, 6, рис. 2.9);

- вплив енергії довкілля, в якому знаходиться машина у процесі експлуатації: запиленість, забрудненість, вологість, температура, сонячна енергія;

- потенційна енергія, яка накопичена в матеріалах і деталях машини у процесі її виготовлення (внутрішні напруження у відливках і зварних з'єднаннях, монтажні напруження);

- вплив водія, обслуговуючого персоналу на машину під час експлуатації, технічного обслуговування та ремонту;

- вплив дорожніх умов, рух машини (наприклад, трактора зі знаряддям і причіпним вантажем).

Сили інерції є основними збурювальними силами, що спричиняють вібрацію поршневіх машин. Їх виникнення пов'язане з нерівномірним рухом поршневої групи і конструктивною неврівноваженістю кривошипно-шатунного механізму.

Розрізняють два види неврівноваженості деталей, що обертаються, – статичну і динамічну.

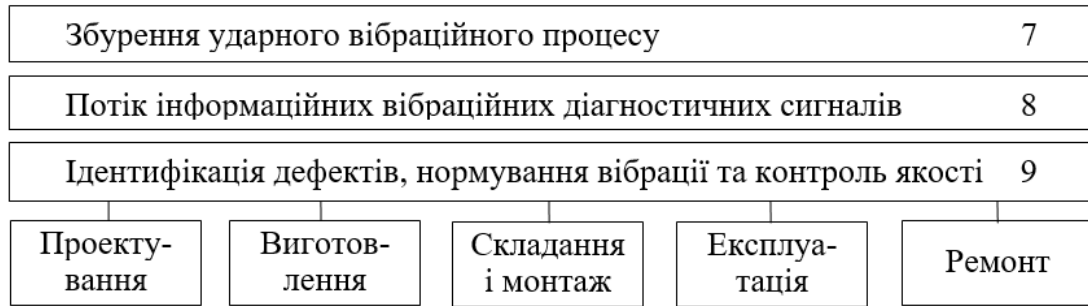


Рис. 2.10. Структурна вібраційна модель механічної системи машини (джерела рис. 2.9)

У разі статичної неврівноваженості деталей розподілення матеріалу та технологічних відхилень дає можливість привести всі неврівноважені маси до однієї маси Q_n , зміщеної відносно осі обертання на величину r при ексцентриситеті ε_c , який визначається формулою:

$$\varepsilon_c = \frac{Q_n r}{Q_p}, \quad (2.2)$$

де Q_p – маса деталі, що обертається (ротора).

Неврівноважена відцентрова сила при цьому:

$$F = m \varepsilon_c \omega^2, \quad (2.3)$$

де m – маса ротора; ω – кутова швидкість ротора. Ця сила діє у площині, перпендикулярній осі обертання, викликаючи вібрацію з частотою $f = \omega / (2\pi)$.

Якщо кутова швидкість ротора близька до частоти його вільних коливань, то динамічний прогин ротора (зміщення під дією руху) значно збільшиться, що стане причиною додаткового збільшення неврівноваженої відцентрової сили. У разі збігу частоти збурювальної сили з частотою власних коливань ротора динамічний прогин його зростає до найбільшого значення, і вібрації механізму досягнуть максимуму (їх обмежують сили демпфування). Кутову швидкість ω_0 у цьому разі називають критичною швидкістю ротора.

У разі динамічного дисбалансу вся неврівноважена маса, яка обертається, приводиться до двох мас, що лежать у двох різних поперечних площинах. При обертанні ротора з кутовою швидкістю ω виникає неврівноважений динамічний момент, який викликає поворотні коливання механізму у відповідних площинах.

Частота вібрації, яку викликає динамічний дисбаланс, також дорівнює частоті обертання ротора

Вібрація роторних машин з частотою, яка дорівнює подвоєній частоті обертання, з'являється внаслідок неоднакових моментів інерції площі поперечного перерізу вала. Такі вали відрізняються нерівною жорсткістю в різних площинах, тобто мають місце максимальна і мінімальна жорсткості (подвійна, жорсткість). Подвійна жорсткість зумовлена різними конструктивними особливостями – шпонковими канавками, зрізами і пазами у ціліснокованих роторах електричних генераторів.

Овальність шийки вала призводить до періодичного зміщення центра ваги

ротора. За один оберт центр ваги двічі зміщується з крайнього нижнього положення у крайнє верхнє. При цьому виникає інерційна збурювальна сила F , яка впливає на корпус по осі z з частотою вдвічі більшою, ніж частота обертання.

Динамічна неспіввісність складених агрегатів також часто є причиною вібрації. Вона виникає внаслідок коливань недостатньо жорсткого фундаменту, коливань валів у підшипниках, згинання їх під час обертання, а також роздільної віброізоляції складених агрегатів.

2.3. Енергетичні аспекти впливу на машини під час експлуатації

Вплив проектного технічного рівня (стану) конструкції, якості виготовлення, діючих робочих процесів, умов експлуатації та ТО машин на їх технічний стан можна представити моделлю, що наведена на рис. 2.11.

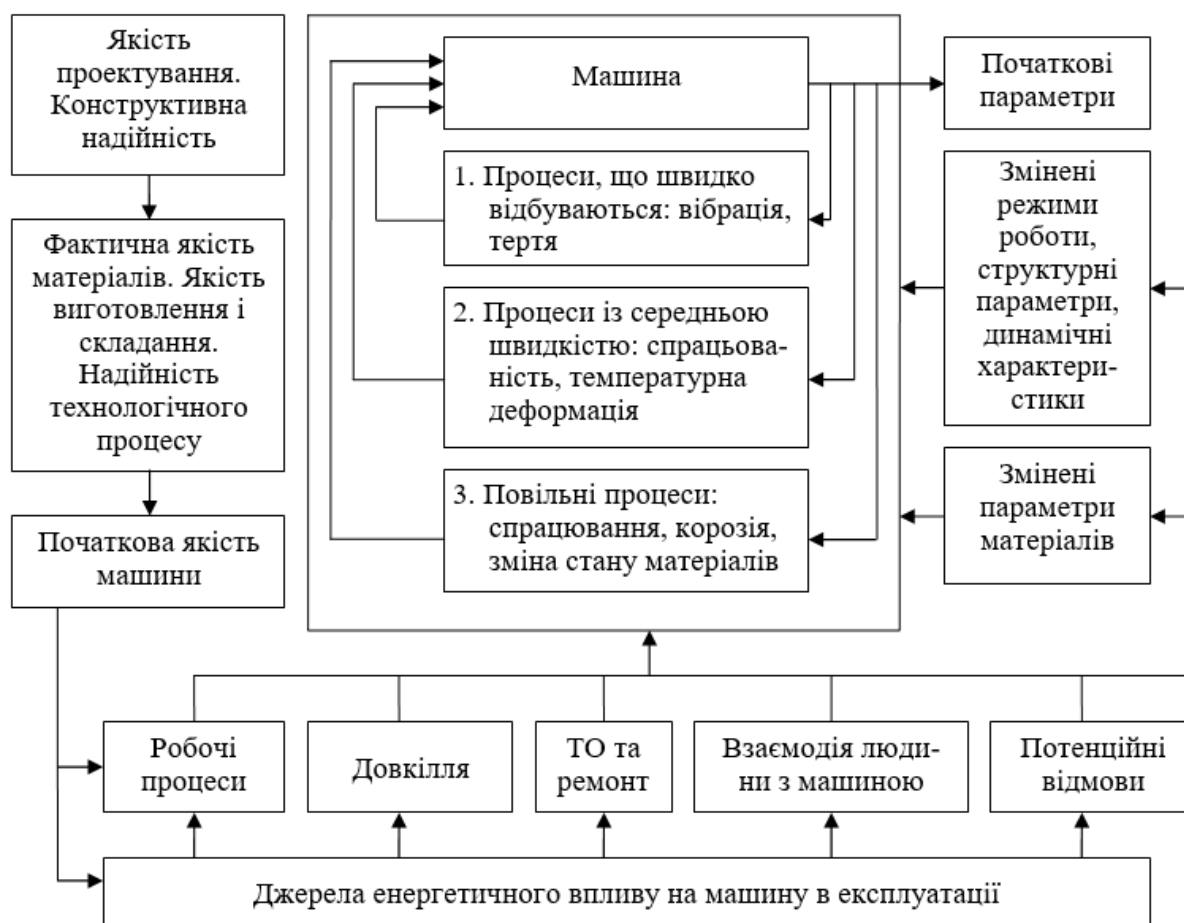


Рис. 2.11. Фізико-ймовірнісна модель енергетичних впливів на машину у процесі експлуатації

Згадані джерела взаємовпливу в машинах (рис. 2.9, 2.11) призводять до виникнення різних видів енергії, таких як механічна, теплова, хімічна та електромагнітна, на поверхнях контакту і в об'ємах матеріалу окремих деталей і систем. Це пояснює різноманітність термінів, пов'язаних з ресурсом, зносом та надійністю навіть однакових деталей і машин, яка визначається технічним рівнем проектування та технології виробництва.

Прогресуюча деградація стану машини відбувається тому, що під час експлуатації всі види енергії (механічна, вібраційна, теплова, хімічна, елект-

ромагнітна) впливають на машину не окремо одна від одної, а спільно і викликають у ньому зворотні й незворотні процеси, які змінюють його початкові характеристики з різною швидкістю (1, 2, 3, рис. 2.11). У початковому стані ці процеси визначають проектний рівень якості машини, який діагностується рівнем вібрації машини. Найбільш характерними незворотними процесами є спрацюваність, корозія, утомленість, перерозподіл внутрішніх напружень, жолоблення деталей, утрата параметрів матеріалів із плином часу та ін. Ці процеси зумовлюють прискорення деградації машини.

Якість машини, що визначає її надійність, алежить від багатьох випадкових внутрішніх та зовнішніх факторів, і зазвичай змінюється з часом. Повільні процеси (рис. 2.11, 3) поступово переходять у швидкі (рис. 2.11, 1).

Розглядаючи різні швидкості процесів спрацювання, що відбуваються (рис. 2.11), можна зробити висновок, що для багатьох елементів механічних систем інтенсивність зміни параметрів стану функціонально пов'язана з вібраційними характеристиками машини.

Вібраційні процеси, що швидко протікають (рис. 2.11, 1), спричинені початковими кінематичними, конструктивними та технологічними похибками руху елементів машини, розмірами і формами деталей, гідро-, газо-, аеродинамічними процесами, змінними швидкісними та навантажувальними режимами роботи механізмів, виникають відразу після початку функціонування машини (джерела 1-6 на рис. 2.9 та рис. 2.10).

Запропоновані в багатьох роботах швидкості спрацювання і втрати міцності деталей не універсальні, оскільки їхнє практичне застосування ускладнене багатьма експлуатаційними чинниками. Швидкість вібраційних процесів механічного руйнування деталей залежить від рівнів вібрації (1, 2, 3, рис. 2.11), структури та властивостей матеріалу, геометричної форми та стану поверхні, а також від напруженості, яка виникає внаслідок навантаження, температури та умов експлуатації машини. Фундаментальною властивістю міцності є її залежність від часу, деформація та руйнування повинні характеризуватися швидкістю деформації і руйнування, а також «довговічністю» – часом, необхідним для руйнування. Межі пружності, текучості та міцності є, з цієї точки зору, умовними характеристиками.

2.4. Характерний спектр вібрації устаткування на підшипниках кочення із зубчастими передачами

Незважаючи на те, що частотний діапазон вібрації механічних систем надзвичайно широкий – від часток герца до сотень кілогерц, діапазон частот сигналу, що несе необхідну інформацію, значно вузьчий. Нижня межа цього діапазону визначається частотою обертання, способом кріплення механізму до корпусу агрегату, силового агрегату до рами машини і збігається з власною частотою його коливань на віброізоляторах. На нижчих частотах неможливо розділити сигнали вібрації, джерелами яких є власне система і конструкція рами машини. У разі жорсткого кріплення системи до рами нижня межа частотного діапазону вибирається відповідно до конкретних завдань і можливостей розділення джерел вібрації непрямыми методами.

Верхня межа частотного діапазону вимірюваної вібрації визначається з можливості розділення випадкових і гармонічних складових її спектра. Для багатьох механізмів на частотах вище 10 кГц рівні дискретних складових спектра вібрації, як правило, значно нижчі рівнів випадкових складових. Таким чином, досить достатній для вимірювання вібрації механічних систем частотний діапазон охоплює області від кількох герців до 10-20 кГц.

Складність віброакустичних процесів, які генерують механізми, відмінність фізичних моделей і методів їх математичного опису в різних частотних діапазонах послужили підґрунтям для розбиття їх на чотири області:

- низьких частот – від 0 до 200-300 Гц;
- середніх частот – від 200-300 до 1-2 кГц;
- високих частот – від 1-2 кГц до 10-20 кГц;
- надвисоких частот – від 20 кГц до 200-500 кГц.

Кожній області притаманні свої збурювальні сили, власна фізична модель механізму і машини, як коливальної пружної системи, та власна діагностична модель.

Проведені експериментальні дослідження [26, 14, 27] дозволили розробити типовий спектр вібрації машини. Основні джерела вимушених вібрацій (позначені піками від А до К, рис. 2.12) відображені в групах джерел I, II та III:

- А – на частоті обертання від неврівноваженості частин, що обертаються;
- Б – на подвійній частоті обертання від неспіввісності та згину валів;
- В – на частоті живлення (для електродвигунів);
- Г – на подвійній частоті живлення;
- область Д-Ж – широка смуга спектра максимальних рівнів вібрації, які збурюються зубчастими передачами і підшипниками кочення;
- пік Е – на частотах, що збурюються аеродинамічними силами та лопатевими колесами насосів;
- Ж-З – область частот, що збурюються зубцевим полем і електромагнітними силами в електродвигунах;
- Е-З – широка смуга спектра високих рівнів вібрації, збурюваних механічними і магнітними джерелами електромагнітних систем машин і появою резонансних явищ деталей і вузлів;
- область Е-К – збільшення рівнів вібрації, зумовлених погіршенням параметрів мастила та спрацьованістю поверхонь кочення;
- область И-К – рівні вібрації, зумовлені резонансними явищами, силами тертя і спрацьованістю підшипників кочення (И=10 кГц, К=30 кГц і більше).

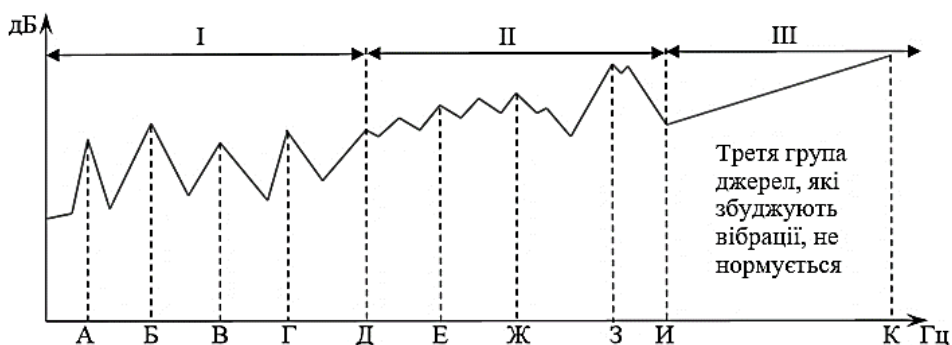


Рис. 2.12. Модель типового спектра вібрації машин з електроприводом

У діапазоні частот групи джерел I елементи машин коливаються разом з корпусом. В області групи джерел II, на частотах вищих за 100-2000 Гц, машини перестають коліватися як ціла система. На середніх і високих частотах, їх корпуси та окремі вузли перетворюються на системи з розподіленими параметрами. Отже, резонансні характеристики елементів корпусів машин в значній мірі впливають на передачу сил і вібрації від робочих вузлів до опорних і неопорних зв'язків, а також на випромінювану коливальну потужність. У цьому діапазоні частот головним завданням є уникнення збігу частот вимушених та власних коливань та визначення реакції конструкцій на таку (або близьку до неї) систему сил [12, 13].

Низькочастотна вібрація носить переважно гармонічний характер, так як однією з характерних причин її виникнення є неврівноваженість мас, які обертаються, неспіввісність валів, заклинювання зчеплень, проміжок і биття з'єднань, порушення геометрії деталей і вузлів, періодичні сили, створювані робочим процесом і нестабільністю частоти мережевої напруги. Перше місце серед збудників коливань у цьому діапазоні частот займає неврівноваженість деталей, що обертаються, друге – неправильний монтаж.

Динамічна модель механізмів в низькочастотному діапазоні включає комбінацію сполучених мас, зв'язаних пружними безінерційними елементами. Сили в цих моделях зазвичай мають детермінований характер. У цих моделях вся машина розглядається як єдина пружна система, і дослідження проводяться за допомогою методів прикладної теорії коливань. Для отримання діагностичної інформації щодо технічного стану механізму успішно використовуються детерміновані методи ідентифікації механічних систем.

Особливість вібрації на низьких частотах полягає в тому, що вона слабо затухає у просторі. Це означає, до точки установки датчика доходить вібрація від усіх вузлів контрольованої машини, а також від інших машин, які знаходяться поруч, і від сусіднього обладнання. Тому при аналізі вібрації на низьких частотах виникає проблема локалізації несправного вузла і проблема перешкодостійкості. На низьких частотах, що в діапазоні частот до 3-5 гармонік частоти обертання, вся машина коливається як єдине ціле, тому потрібно докладати значно більше зусиль з боку джерела вібрації, щоб викликати коливання всієї машини.

Середньочастотні коливання зазвичай спричинюються вищими гармоніками сил, які виникають внаслідок неврівноваженості деталей, що обертаються. Вони також можуть бути викликані наявністю нелінійних елементів у системі, порушеннями геометрії кінематичних пар, динамічною взаємодією елементів механізмів між собою та з навколишнім середовищем.

Недосконалість елементів, відхилення параметрів змащувального шару в зубчастому зачепленні, опорах кочення та ковзання від допустимих значень, технологічні похибки виготовлення і складання можуть призвести до якісних і кількісних змін вібраційних параметрів. Вони також можуть бути причиною параметричних і нелінійних збурень коливань через залежність параметрів механічної системи від часу і координат. Ці явища є характерними для зубчастих механізмів, підшипників ковзання, щітко-колекторних вузлів електричних машин та інших елементів.

Аналіз динамічного стану машини в цій області необхідно проводити шляхом розбиття системи на низку підсистем зі зв'язками, які характеризуються параметрами типу динамічної жорсткості, імпедансу, податливості. Коливання викликаються робочими процесами і носять майже полігармонічний характер. Параметрична модель коливань роторних механізмів (вала, шестерень, карданного вала) є зручною формою представлення вібраційного процесу, який дає можливість сконцентрувати увагу на фізично зумовлених частотах, кратних основній частоті збурення коливань діагностованого вузла відповідно до кінематики механізму, наприклад, частота пересполучення зубців у зубчастому зачепленні, лопатева частота насоса, лопатева частота турбокомпресора і т. п. Однак у реальних умовах роботи механізму абсолютна повторюваність за часом умов взаємодії деталей між собою та зовнішнім середовищем практично неможлива.

Технологічні й експериментальні похибки, вплив нестабільності температури на деформацію деталей, в'язкість масла, нестабільність частоти обертання вала двигуна, викликані нестабільністю якості частоти подачі та згорання пального, і багато інших причин призводять до розмиття дискретних ліній і появи шумової компонентності та нелінійності, появи стохастичних чинників. Наявність параметричної та нелінійної взаємодії деталей призводить до суттєвого ускладнення фізичної і математичної моделі. У цій області частот знаходиться більшість перших власних частот коливань деталей. Для цієї області характерна також наявність випадкового збурення, що є результатом впливу технологічних процесів, наприклад, зміна режиму роботи за рахунок зміни якості пального, кінематичних, регульовальних та інших випадкових чинників.

До такого роду дефектів слід віднести практично всі дефекти поверхонь, що контактують, а також дефекти типу корозійної й ерозійної спрацьованості, тріщини в конструкціях механізмів і низку інших. Для таких умов більш реальною моделлю процесу є квазіполігармонічні параметричні збурення коливань і нелінійні взаємодії елементів механізму як суперпозиція вузькосмугових випадкових процесів з кратними середніми частотами. Енергетичний спектр такого процесу зосереджений у вузьких смугах частот з наявністю окілу середніх частот вузькосмугового процесу модульованих коливань. Ефект модуляції виникає як в параметричних, так і в нелінійних системах. При цьому в спектрі вібраційного сигналу, окрім основних частот збурення, виникають комбінаційні частоти, можлива поява автоколивань.

На середніх частотах у будь-якій точці контролю вібрація збурюється, в основному, коливальними силами, які діють у найближчих до неї вузлах машини. У спектрі вібрації спостерігається велика кількість гармонічних складових різної частоти, але через численні резонанси співвідношення амплітуд цих складових значно відрізняються від співвідношень величин коливальних сил, що їх збурюють. Як наслідок – спотворення інформації про несправності, які є джерелом цих коливальних сил, і відсутність повторюваності результатів у разі найменшої зміни частоти обертання механізмів машини.

В області високих частот коливання машин і механізмів – це пружні хвилі, що розповсюджуються по неоднорідним конструкціям.

Крім перерахованих раніше джерел вимушених коливань, в механізмах збурюються коливання на власних частотах конструкцій, спектр яких ущіль-

нюється із зростанням частоти. Механічна система у високочастотній смузі має безкінечну множину вільних частот, що визначається числом як степенями свободи, так і форм коливань. Тому коливальні процеси мають достатньо складний стохастичний характер, зумовлений процесами сухого тертя у зоні контакту елементів зубчастого механізму і підшипника кочення, нелінійними властивостями змащувального шару підшипника ковзання, турбулентністю потоку, зривом вихрів з кромek лопатей насоса (вентилятора турбіни), процесів горіння або перекладкою поршня у двигунах і низкою інших причин.

До джерел коливань механізму на резонансних частотах слід віднести неперіодичні, випадкові та імпульсні впливи, що містять інформацію про несправності, які зароджуються, наприклад, у разі появи петінгу – порушення змащування підшипника кочення.

У загальному випадку реальні коливальні системи у тій чи іншій мірі мають нелінійні властивості. Нелінійність може бути зумовлена нелінійними силами пружності та демпфуванням. У високочастотному діапазоні коливань рекомендується розгляд стохастичної акустичної моделі з урахуванням модуляційних властивостей вимушених і власних коливань вузлів механізму.

В області надвисоких частот проявляється акустична емісія в результаті зародження дефектів пластичної деформації, тріщин.

У цій області хороші результати дають демодуляційні методи аналізу віброакустичного сигналу в зоні резонансної частоти віброперетворювача,

Вихід в частотну зону, де практично відсутні коливання самого механізму, суттєво підвищує перешкодостійкість резонансного методу. Цей метод добре себе зарекомендував у світовій практиці, однак він обмежений необхідністю використання апаратури, яка реєструє.

Для діагностичних цілей доцільно використовувати акустичну емісію, акустичний сигнал (шум) і віброприскорення.

Віброакустичні ефекти будь-якого механізму настільки складні, що точно описати їх математичними рівняннями не уявляється можливим. Тому математичне моделювання необхідне, але недостатнє і повинне бути доповнене експериментами щодо вібрації та віброакустики машин.

Представлений аналіз вібраційних властивостей механічних систем показує, що основні дефекти кінематичного походження і несправності підшипникових вузлів, зубчастих передач та потоковмісних систем проявляються в частотному діапазоні від кількох герців до 10-20 кГц і більше.

2.5. Вібрації типових компонентів механічних систем машин

2.5.1. Основні джерела вібрації механічного походження

Основними джерелами вібрації машини є силові агрегати приводу (ДВЗ і тягові двигуни), трансмісія, колеса і шини, нерівності дорожньої поверхні (рис. 2.13). При цьому по відношенню до машини перші три джерела є внутрішніми, а останній – зовнішнім.

Збурювальний вплив від внутрішніх джерел зумовлений: взаємодією контактуючих тіл у кінематичних парах (удари), дисбалансом, перекосами та відхиленням від співвісності деталей, що обертаються; непостійністю частоти обе-

ртання і крутного моменту на елементах агрегатів (валах, зубчастих колесах); тертям кочення і ковзання.



Рис. 2.13. Причини і джерела вібрації машини механічного походження

Силовий агрегат, трансмісія і колеса відносяться до вібраційних систем колісних машин в основному з періодичним характером збурення. Діапазон частот вібрації силового агрегату більш широкий, ніж трансмісії, і суттєвим чином залежить від типу двигуна.

Вібрація коробки передач, роздавальної коробки, карданної і головної передач, а також інших аналогічних джерел зумовлена низкою причин. До найбільш суттєвих з них відносяться кутові та згинальні коливання в трансмісії, вібрація зубчастих передач і підшипників її агрегатів.

Кутові та згинальні коливання на резонансних режимах можуть призводити до зростання амплітуд коливань елементів колісної машини. Ці режими наявні при збігові однієї з власних частот системи та збурювального впливу

такого, як крутний момент двигуна, що періодично змінюється або невірноваженість деталей трансмісії, які обертаються.

2.5.2. Вібрації від коліс транспортного засобу

Шум і вібрація шин проявляються при швидкості, яка перевищує 50 км/год, і залежать від рисунка протектора, тиску в шинах, їхньої конструкції, збалансованості коліс, наявності вирв і випуклостей на поверхні шин, а також стану мікропрофілю дорожнього покриття.

На великих швидкостях руху рівень вібрації колісних елементів зростає, особливо при наявності невірноваженості та биття обертаючихся мас, таких як маточини та ободи коліс, шини і гальмівні барабани. Однак коли швидкість руху невелика або стан покриття дороги є неідеальним, невірноваженість і биття коліс практично не впливають на вібрацію колісних машин або роблять це у меншій мірі.

Автомобільне колесо, як обертова деталь, має бути симетричним і добре збалансованим, щоб уникнути створення динамічних навантажень на інші вузли під час руху. Однак допускається, що деталі колеса виготовляються зі своїми власними малими невірноваженостями, що може призводити до періодичних змін вертикальних сил на вісі колеса.

Невірноваженість колеса може бути статичною, динамічною або поєднаною, в залежності від характеру невірноваженості. Розглянемо принцип формування компонентів спектра частот вібрації колісної машини, які виникають внаслідок статичної невірноваженості колеса, коли центральна вісь інерції колеса паралельна вісі обертання, але не збігається з нею. В процесі кочення колеса невірноважена маса m_n створює відцентрову силу P_u , яка пропорційна квадрату його кутової швидкості ω_k :

$$P_u = m_n \cdot \omega_k^2 \cdot r_n, \quad (2.4)$$

де r_n – відстань від осі обертання до центра мас невірноваженої частини колеса.

При обертанні колеса безперервно змінюється напрямок дії відцентрової сили. За умови точкового контакту шин з опорною поверхнею її вертикальна складова $P_{ц,в}$ дорівнює:

$$P_{ц,в} = P_u \cdot \sin(\omega_k \cdot t). \quad (2.5)$$

Так як в реальних умовах навантаження шини пляма контакту має не безкінечно малі, а кінцеві розміри, коливання вертикальної складової є періодичними.

Такий самий характер коливань має вертикальна складова відцентрової сили навіть при повністю статично збалансованим колесом. У разі стаціонарного режиму кочення колеса максимальне значення $P_{ц,в}$ і частота її зміни ν_{ki} дорівнюють:

$$P_{ц,в \max} = m_n \cdot v^2 \cdot \frac{r}{r_k^2}; \quad \nu_{ki} = \frac{i \cdot v}{2 \cdot \pi \cdot r_k}; \quad i = 1, 2, 3, \dots,$$

де r_k – радіус кочення колеса.

Такі гармонічні складові, кратні частоті обертання колеса, містять спект-

ри віброприскорень різних вузлів колісної машини.

Рівень і частотний склад спектра коливань можуть змінюватися також при дії інших чинників: ексцентриситету колеса, неоднакової жорсткості шини в радіальному напрямку по біговій доріжці, виступів рисунка протектора шини і т.д. Вібрація, зумовлена взаємодією виступів рисунка протектора шини з дорожньою поверхнею, має високочастотний спектр.

2.5.3. Вібрація колісних машин від нерівностей дороги

Для описання кінематичного впливу опорної поверхні необхідно в характеристиках мікропрофілю перейти від функцій протяжності, які визначають його потенційні властивості, до функцій часу. Для процесу зміни ординат мікропрофілю і для кореляційної функції це досягається заміною координати x протяжності шляху й інтервалу l кореляції на $x = V_a \cdot t$ і $l = V_a \cdot \tau$, а також тривалості L реалізації на її часове відображення $T = L/V_a$. Величини t , τ і T мають розмірність часу і характеризують відповідно поточний час, часовий зсув аргументу та тривалість часової реалізації.

Перетворення спектральної щільності впливу мікропрофілю дороги можна здійснити, враховуючи зв'язок між просторовою і часовою частотами:

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot V_a / l_g = \theta \cdot V_a; \quad (2.6)$$

$$\theta = 2 \cdot \pi / l_g \text{ рад/м.}$$

Тоді отримаємо співвідношення виду $S_q(\theta) = V_a \cdot S_q(\omega)$. Отже, заміна змінних у виразах кореляційної функції та спектральної щільності впливу, призводить до трансформації цих функцій при постійності дисперсії (рис. 2.14).

Справді, енергія збурювального впливу залишається постійною:

$$D = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} S_q(\omega) \cdot d\omega = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} \frac{1}{V} \cdot S_q(\theta) \cdot d(V \cdot \theta) = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^{\infty} S_q(\theta) \cdot d\theta \quad (2.7)$$

Для вирахування спектральної щільності впливу за залежністю, що отримана перетворенням Фур'є емпіричної залежності кореляційної функції мікропрофілю дороги, необхідно коефіцієнти a_i , β_i та аргумент θ змінити пропорційно швидкості V_a .

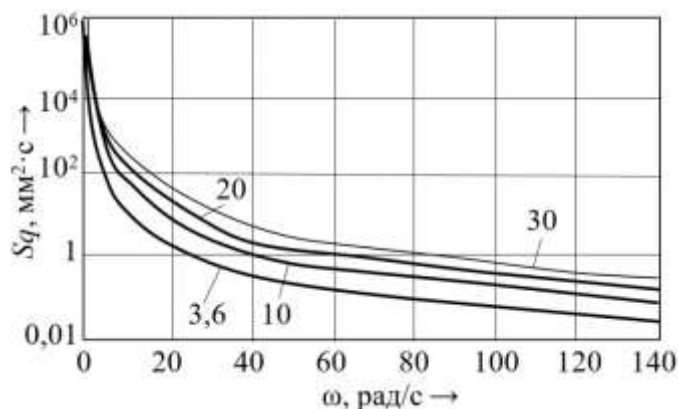


Рис. 2.14. Спектральна щільність $S_q(\omega)$ впливу під час руху колісної машини розбитою ґрунтовою дорогою зі швидкостями: 3,6; 10; 20 і 30 км/год

При другому способі завдання спектральної щільності в апроксимуючому виразі слід залишити показник степеня незмінним, аргумент θ замінити на ω , а коефіцієнт a – на a' , який визначається як $a' = a \cdot V_a^{b-1}$.

Колесо з еластичною шиною має скінченну довжину і ширину плями контакту з опорною поверхнею. Це викликає згладжування нерівностей, розміри яких спільномірні з розмірами відбитку шини. Тому вплив від дороги на колісну машину виявляється згладженим в області високих частот. Згладжування мікропрофілю перерізу дороги за довжиною площини контакту можна описати згладженим мікропрофілем перерізу дороги:

$$q_i(x) = \frac{1}{2 \cdot l_0} \cdot \int_{x-l_0}^{x+l_0} q(x) \cdot dx, \quad (2.8)$$

де $q(x)$ – мікропрофіль перерізу; $(2 \cdot l_0)$ – довжина площини контакту.

Амплітудно-частотна характеристика такого фільтра має вигляд:

$$H_u(\theta) = \left| \frac{\sin(\theta \cdot l_0)}{\theta \cdot l_0} \right|. \quad (2.9)$$

Такий опис здатності шини згладжувати нерівності передбачає її ідеальну еластичність і стійкість розмірів плями контакту. Незважаючи на те, що наведені співвідношення в середньому достатньо повно характеризують згладжування, їх можна скоригувати. При урахуванні зміни довжини відбитку при вертикальних коливаннях колісної машини амплітудно-частотну характеристику згладжування у першому наближенні можна прийняти наступною:

$$H_u(\theta) = \frac{\theta_\epsilon^2}{\theta_\epsilon^2 + \theta^2} \cdot \sqrt{1 + \frac{\theta^2}{\theta_\epsilon^2}}; \quad (2.10)$$

$$\theta_\epsilon = 1,1/l_0.$$

Замінюючи в цьому виразі просторові частоти часовими, для спектральної щільності збурювального впливу зі згладжуванням маємо:

$$Sq_c(\omega) = [H_u(\omega)]^2 \cdot Sq(\omega). \quad (2.11)$$

Доцільність урахування здатності шини згладжувати нерівності залежить від динамічної системи, еквівалентної реальному транспортному засобу, яка використовується при розрахунку. Коливання, викликані ізольованими нерівностями дороги, є короткочасними. Вони характеризуються власними частотами та коефіцієнтами втрат динамічної системи і загалом не мають великого впливу на загальні вібрації колісної машини.

2.5.4. Причини та джерела низькочастотної вібрації

Основним джерелом низькочастотної вібрації є дисбаланс несумісності деталей та агрегатів, овальність шийок валів, дорожні умови експлуатації.

Дисбаланс деталей, що обертаються, виникає в результаті зміщення центра мас відносно осі обертання. Причиною виникнення дисбалансу може бути:

– несиметричне розподілення мас, що обертаються, через викривлення валів машин, наявність несиметричних отворів і кріпильних деталей, різностінність порожнистих деталей, порушення симетрії розташування мас, шплінтів і шпонок, посадок у сполученнях деталей;

– неоднорідна щільність матеріалу через наявність раковин, шлакових включень та інших неоднорідностей в матеріалі конструкції;

– наявність люфтів, проміжків, биття шийок валів, неспіввісності валів та їх погнутості, деформація деталей, що виникає при складанні та нерівномірності корозії; спрацьованість, налипання сторонніх мас, односторонні сили натягу та ін.

При вказаних умовах з'являється неврівноважена відцентрова сила, пропорційна неврівноваженій масі системи m , квадрату кутової швидкості ω та ексцентриситету e центра маси системи відносно осі обертання:

$$F = m \cdot e \cdot \omega^2. \quad (2.12)$$

Силу F можна розглядати як збурювальну силу, що призводить до биття.

Друга сила – *параметрична*. Вона з'являється при наявності шпонкових канавок або таких дефектів, як тріщина, тобто тоді, коли жорсткість вала залежить від кута повороту і змінюється двічі за оберт. У цьому разі в спектрі вібрації з'являються парні гармоніки частоти обертання $2k f_{сп}$.

Третьою причиною появи вібрацій є процеси *ударного* типу. При цьому за досить короткий час імпульс (кількість рухів) тіла передається іншому нерухомому тілу або тому, що рухається назустріч. Кінетична енергія перетворюється в енергію пружних коливань тіла і частково в теплову енергію. При цьому виконується закон збереження імпульсу \bar{P} :

$$\bar{P} = \sum_{i=1}^n (m_i \cdot V_i), \quad (2.13)$$

де m_i , V_i – маса і швидкість тіла; n – кількість тіл, що взаємодіють.

Кожна з компонент цих сил може збігтися з резонансом окремих вузлів машин, що може призвести до різкого зростання величини вібрації на цій частоті.

Джерелом низькочастотної вібрації є власні частоти коливання масивних конструкцій, агрегатів та установок.

Вібрації можуть супроводжуватися інфразвуковими коливаннями. З іншого боку, інфразвукові коливання часто є причиною вібрації пружних тіл і поверхонь. Низькочастотний механічний шум випромінюється масивними корпусами двигунів і коробок передач.

Випадкові коливання вузлів і агрегатів транспортної машини пов'язані з кінематичним впливом від дорожньої поверхні. В області частот 0-25 Гц, де найбільше проявляється випадкова вібрація, вертикальні коливання відбуваються головним чином разом з власними частотами коливань підресорених (від 1 Гц до 3 Гц) і непідресорених мас (від 6 Гц до 19 Гц), Вібрація кабіни і кузова з такими частотами може викликати інфразвукові коливання всередині колісної машини зі звуковим тиском високого рівня.

Джерела і частоти вібрації через дефекти складання та монтажу валів і агрегатів представлені в табл. 2.1, 2.2.

Таблиця 2.1

Джерела і частоти вібрації через дефекти складання та монтажу валів і агрегатів

№ п/п	Джерела вібрацій	Частота вібрації	Напрямок вібрації
1	Дисбаланс деталей, що обертаються, в опорах	f_0	У радіальному напрямку в обох опорах при статичному дисбалансі, радіальні вібрації в опорах у протифазі при динамічному дисбалансі
2	Ослаблення механічних зв'язків у сполученнях деталей валів	$0,5 f_0$; $1,5 f_0$; $2,5 f_0$	Радіальний
3	Неспіввісність валів	$2f_0, 3f_0, 4f_0$	
4	Пошкодження деталей муфт: – при розцентруванні; – при неспіввісності в одному напрямку; – при не співвісності у двох напрямках	kf_0 $2f_0$ $4f_0$	В осьовому і радіальному напрямках. Рівень вібрації в осьовому напрямку більший, ніж радіальної вібрації
	– дефект пальцевої муфти; – дефект зубчастої муфти; – дефект шліцьових з'єднань	$z_n f_0$ $z_m f_0$ $z_{ш} f_0$	В радіальному
5	Овальність шийок валів	$2f_0$	В радіальному
6	Вигин валу	$4f_0$	Радіальні складові у фазі, а осьові не в фазі

f_0 – частота обертання, Гц; $z_n, z_m, z_{ш}$ – кількість пальців муфти, зубців муфти та шліців відповідно

Таблиця 2.2

Види дефектів і частота їх проявів

Види дефектів	Частота
1. Загальний технічний стан: – карданного вала; – овальність шийки вала; – підшипників кочення карданної передачі	Смуга частот проявлення дефектів: $f_d; f_n; f_{p1.3}; f_{p2.3}; f_{овш}; f_{ав}; f_{зш}; f_{ок};$
2. Дисбаланс карданної передачі	$f_d = f_{op} = n/60$
3. Неспіввісність і згин елементів карданної передачі	$f_n = 1,2,3 \cdot f_{ов}$
4. Радіальний проміжок у підшипникових опорах кочення карданної передачі	$f_{p1.3} = f_{ов}; f_{p2.3} = \frac{f_{ов}}{2} \left(1 - \frac{d}{D_0} \cos \beta \right) \approx 0,4 f_{ов}$
5. Овальність шийки вала підшипникових опор кочення	$f_{овш} = 2f_{ов}$
6. Проміжки в шліцьових сполученнях карданного вала	$f_{зш} = z_{ш} f_{ов}$
7. Ослаблення кріплень фланців, які з'єднують карданний вал із коробкою передач і головною передачею	$f_{ок} = z_{в} f_{ов}$

$f_{ов}$ – частота обертання ротора, Гц; 1,2,... – гармоніки частоти обертання; n – частота обертання карданного вала; $z_{ш}$ – кількість шліців карданного вала; $z_{в}$ – кількість гвинтів, якими з'єднано фланці

Низькочастотні вібрації, крім нерівностей опорної поверхні, можуть збуджуватися впливом водія на органи керування: при зрушуванні з місця, перемиканні передач, гальмуванні і т. д. В результаті нерівномірного обертання карданного вала виникають крутильні та поперечні умови коливання, а також коливання інерційних мас, розташованих на кінцях карданної передачі. Вібрація опор карданної передачі, що виникає при цьому, передається підлозі кузова або рамі й підсилює шум і вібрації в кабіні або кузові.

2.5.5. Вібраційні процеси в підшипниках ковзання

2.5.5.1. Дефекти, несправності та фізичні процеси, що протікають у підшипниках ковзання

Вібраційні властивості підшипників ковзання значно відрізняються від підшипників кочення. Підшипники ковзання створюють менше вібрації та шуму в однакових умовах виготовлення, балансування і змащення, порівняно з підшипниками кочення.

Підшипник ковзання складається всього з трьох елементів: антифрикційного вкладиша, частини поверхні вала та шару масла між ними. Це складний і відповідальний вузол, в якому можливість виникнення небезпечних дефектів. Вібродіагностичні методи контролю та оцінювання технічного стану підшипників ковзання є широко розповсюдженим способом, який дозволяє контролювати стан підшипників під час роботи, не розбираючи агрегатів. Основні дефекти підшипників ковзання та частоти їх проявлення в спектрі вібрацій представлені в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3

Діагностичні діапазони частот вібрації основних дефектів підшипників ковзання

Дефект або несправність	Частоти проявлення дефекту, Гц							
	$1/4 f_p$	$1/3 f_p$	$2/5 f_p$	$1/2 f_p$	f_p	$2 f_p$	$3 f_p$	$4 f_p$
Жолоблення корпусу	*		*		*			
Збільшення радіального проміжку в підшипнику					*	*	+	+
Ослаблення кріплення натягу вкладишів	часткове			*				
	повне			*	*	*	+	+
Неспіввісність підшипників, згин валу						*	+	+
Автоколивання, порушення нормальних умов змащування		*		*	+	+		
Спрацьованість антифрикційного шару				*	+			
Локальна спрацьованість шийки валу					*	+	+	
Овальність шийки вала						*	+	+
Пульсація тиску у змащувальному шарі	Високі рівні вібрації на $f > 15$ кГц і на частотах, зумовлених станом каналів надходження змащування і його подачі насосом							
* – основні частоти прояву дефекту; + – частоти вібрації, що проявляються по мірі розвитку дефекту								

При роботі підшипників ковзання вібрація виникає внаслідок овальності шийки валу й обойми підшипника, випадкових неоднорідностей на поверхнях шийки й обойми, а також твердих дрібних часток, що трапилися у шарі зма-

щування. Дослідження показують на переважний вплив величини проміжку між шийкою й обоймою (тобто овальності) на величину вібрації.

Очевидно, на величину вібрації впливають також властивості матеріалу валу і підшипника. Співудари матеріалів малопружних (більш жорстких) призводить до підвищеної вібрації.

Найкраще сполучення забезпечується взаємодією металу і пластмас (при умові, що навантаження на пластмасу допускає це). Відомі підшипники ковзання, виготовлені з пресованої деревини, фторопласту, вініпласту, текстоліту та інших подібних матеріалів.

Фізичні процеси, що відбуваються в підшипниках ковзання, достатньо складні й залежать від співвідношення багатьох зовнішніх і внутрішніх чинників. Зазвичай всі стани підшипників ковзання, що виникають під час експлуатації, можна об'єднати в три групи: зміни стану робочих поверхонь підшипника; розміри проміжку між галтеллю валу та антифрикційним вкладишем; умови змащування і несівна здатність змащувального шару.

Несівна здатність масляного клина в підшипнику ковзання є основним експлуатаційним параметром стану і представляє собою складну нелінійну функцію, що залежить від розмірів проміжку між валом та антифрикційним вкладишем. Зазвичай, чим тонший шар масла, тим вища несівна здатність підшипника. Однак зменшення товщини шару масла підвищує ризик механічного зачіпання вала в антифрикційний вкладиш та підвищує ймовірність пошкодження.

Робочий шар масла в підшипнику ковзання часто називають *масляним клином*, оскільки в радіальному перерізі він схожий на клин, який огинається навколо обертаючогося вала. Товщина масляного клина найбільша біля входу робочої поверхні вала та мінімальна біля виходу з неї. Чим більше навантаження на підшипник, тим тонший стає шар масла, який несе радіальне навантаження.

Ротори агрегатів, які опираються на підшипники ковзання, можуть у певних умовах втратити стійкість та перейти в режим автоколивань у радіальному напрямку. Це часто трапляється, коли навантаження вала ротора на підшипник значно зменшується, що може бути наслідком різних чинників. Розглянемо причини виникнення таких автоколивань, уникаючи складні формули і описи.

Однією з умов утворення режиму рідинного тертя є проміжок між валом і вкладишем, який звужується. Його називють «клиновим». У радіальних підшипниках така форма проміжку властива самій конструкції підшипника. Вона утворюється за рахунок зміщення центрів цапфи валу і вкладиша (рис. 2.15, *a*).

При кутовій швидкості $\omega > \omega_{кр}$ вал «спливає» в маслі та зміщується у бік обертання за траєкторією, вказаною на рис. 2.15, *б*.

На рис. 2.15, *a, б*: 1 – клиновий проміжок, 2 – шлях центра цапфи при збільшенні швидкості обертання; 3 – еюра тиску в масляному шарі; 4 – лінія центрів. Зі збільшенням кутової швидкості збільшується товщина масляного шару h_{min} , що розділяє, а центр валу зближується з центром вкладиша.

При $\omega \rightarrow \infty$ відстань між центрами $e \rightarrow 0$. Повного збігу центрів бути не може, так як при цьому порушується клинова форма проміжку, як одна з умов режиму рідинного тертя.

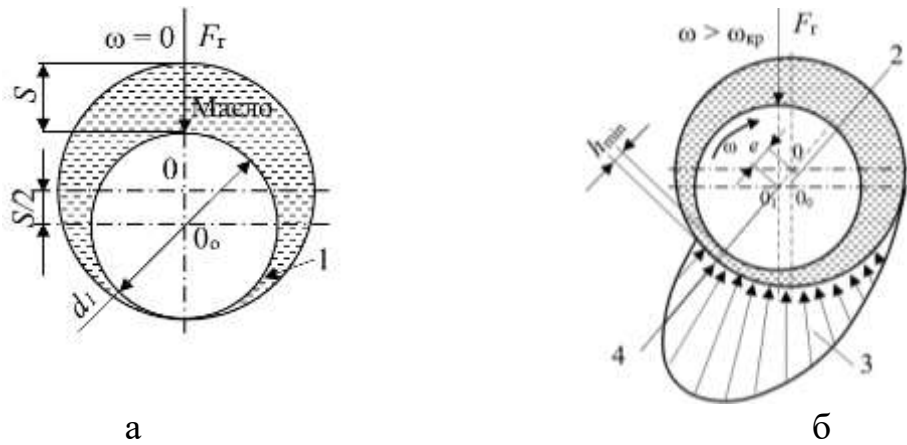


Рис. 2.15. Поперечний переріз підшипника ковзання:

а – зміщення центрів цапфи валу і вкладиша; б – зміщення валу у бік обертання при $\omega > \omega_{кр}$

Для підшипників із конкретними геометричними параметрами товщина масляного шару є функцією характеристики робочого режиму підшипника:

$$h_{\min} = f(\mu \cdot \omega / p), \quad (2.14)$$

де $(\mu \cdot \omega / p)$ – характеристика робочого режиму підшипника; μ – динамічна в'язкість змащувальної рідини, Па·с; l і d – довжина і діаметр підшипника; p – умовний середній тиск у підшипнику, що характеризує навантаження:

$$p = \frac{F_r}{l \cdot d}.$$

Товщина масляного шару зростає зі збільшенням в'язкості масла та кутової швидкості цапфи. Однак, зі збільшенням навантаження на підшипник, товщина масляного шару зменшується. При зміні навантаження на підшипник, центр валу може зміщуватися відносно центра підшипника, що призводить до зміни робочого проміжку в підшипнику.

Дуже важливим, для розуміння фізики процесів у підшипнику є перегин траєкторії в точці h_{\min} . Крива траєкторії зміщення центра валу цією точкою перегину ділиться на дві різні за властивостями ділянки, на яких може розташовуватися робоча точка підшипника.

Ділянка масляного шару до точки h_{\min} є ділянкою стійкої роботи підшипника, коли силова реакція підшипника на збурювальний імпульс навантаження однозначно відповідає величині збурювального імпульсу. Однак, на ділянці після точки h_{\min} картина динамічних процесів змінюється. Завдяки від'ємній кривині траєкторії руху центра ротора, тут виникає специфічний ефект, який можна назвати «перерегулюванням» в реакції підшипника на зовнішні збурення. Суть цієї фрази полягає в тому, що у відповідь на збурювальний імпульс, наприклад, одиничної сили, реакція підшипника може дорівнювати не одиниці, а, наприклад, двом одиницям.

Після цього ротор, який змінив траєкторію, знову зазнає надмірного імпульсу від масляного шару підшипника, спрямованого в бік точки режиму, що встановився, але це зусилля знову буде надмірним. Внаслідок цього ротор знову змінить траєкторію і може повернутися до початкової позиції, або навіть

перевищити її. Результатом цього явища, яке можна назвати «сильним перерегулюванням,» стане безкінечне автоколивання ротора на масляному клині відносно точки рівноваги.

У додаток до сил кінематичного походження і сил тертя, що діють в підшипниках ковзання, існують сили, що виникають внаслідок нелінійної взаємодії статичного навантаження з силами тертя. Ці сили супроводжують автоколивання ротора в підшипниках.

Картина автоколивань, що виникають при малому навантаженні на підшипник, має дуже своєрідний характер. В розрізі, вона нагадує форму масляного клину і включає в себе характерні «хвилі,» що зміщуються від входу до виходу масляного шару. У кінцевому підсумку, такі коливання призводять до специфічних низькочастотних вібрацій як у вертикальному, так і в радіальному (поперечному) напрямках. Автоколивання ротора в підшипниках ковзання дуже схожі на маятникові коливання вала відносно положення рівноваги в нижній точці підшипника. Вал виводиться з положення рівноваги силами тертя, а повертає його сила тяжіння. Причина нестійкої рівноваги полягає в нелінійній залежності сил тертя від товщини масляного шару, яка зростає по мірі зміщення вала від положення рівноваги. Частота автоколивань тим менша, чим більший проміжок в підшипнику, тобто чим більша його спрацьованість.

Як правило, частота автоколивань змінюється скачками з частоти $f_{вр}$ на $1/2 f_{вр}$, а в деяких випадках, по мірі спрацьовання, на $1/3 f_{вр}$. Але причиною автоколивань може бути не тільки спрацьованість підшипника ковзання, але й зниження якості його змащування або порушення подачі змащування в підшипник.

Ця подібність частоти автоколивань в роторах та дефектів сепаратора у підшипниках ковзання дійсно цікава для діагностики. Вона свідчить про те, що швидкість руху масла між вкладишем і ротором практично дорівнює швидкості зміщення сепаратора у підшипниках кочення. Ця частота служить показником відносної швидкості переміщення масла в проміжку між стаціонарним вкладишем і обертальним ротором.

Середня швидкість руху масла в проміжку підшипника, ідеально, повинна дорівнювати половині частоти обертання вала. На практиці вона може бути трохи меншою через витікання масла в бокові проміжки підшипника.

Значення частоти масляних вібрацій може змінюватися в певному діапазоні (0,42-0,48 від оборотної частоти ротора) при зміні стану елементів підшипника. Це може бути корисною інформацією для моніторингу і діагностики стану підшипників ковзання.

Це дає можливість за величиною цієї частоти мати непряме судження про відносний стан кожної з робочих поверхонь підшипника. Якщо частота масляної вібрації з плином часу зміщується ближче до 0,5 від оборотної частоти, то можна говорити про хороший стан зовнішньої поверхні вкладиша та про гірший стан поверхні шийки вала. Масло в більшості тяжіє до шийки вала і переміщується швидше звичайного.

Якщо частота масляної вібрації зменшується і стає ближчою до 0,4 від частоти обертання вала, це може вказувати на кращий стан поверхні шийки вала. В цьому випадку масло швидше тягне до вкладиша, який може мати поверхневі дефекти, і сповільнюється.

У деяких випадках зменшення частоти вібрації масляного клина свідчить про збільшення проміжків у підшипнику.

Ударні сили, що діють в підшипниках ковзання, бувають двох типів: «сухий» удар з розривом масляної плівки, який є дуже небезпечним, але з'являється вкрай рідко і супроводжується значним зростанням високочастотної вібрації; «гідролічний», який не розриває масляний шар, а через неоднорідну спрацьованість підшипника в зоні навантаження, де товщина і швидкість руху змащування мають скачки, відбувається турбулентний «зрив» потоку. Момент «зриву» потоку змащування сприймається системами вимірювання вібрації як удар, що супроводжується імпульсним зростанням високочастотної вібрації. Такий удар не призводить до швидкого руйнування підшипника, але викликає його прискорене неоднорідне спрацьовання.

Сили тертя в підшипниках ковзання, як правило, дещо вищі, ніж в підшипниках кочення. Однак, щоб виникла високочастотна вібрація в підшипнику ковзання, повинні бути деякі специфічні умови, такі як турбулентність потоку змащування. Це означає, що, за відсутності таких умов, високочастотна вібрація в підшипниках ковзання виникає значно рідше, ніж в підшипниках кочення.

До дефектів і несправностей валів, муфт, ротора машини належать:

- невірноваженість ротора;
- несиметрія жорсткості вала, наприклад, через наявність тріщин;
- биття валу, що виникає через скривлення лінії валу або дефектів складання чи монтажу муфт.

Невірноваженість ротора виявляється переважно зі збільшенням вібрації на частоті обертання ротора. Несиметрія жорсткості проявляється у переважному зростанні вібрації на другій гармоніці. Биття валу помітне у збільшенні вібрації на кількох кратних частоті обертання гармоніках, зазвичай до п'яти-семи. Останній дефект можна виявити також за допомогою спектра обвідної вібрації підшипників, оскільки дефекти муфт часто супроводжуються різкими змінами положення осі обертання та супутніми ударними навантаженнями на підшипник.

Типовий спектр джерел вібрації, представлений в таблиці 2.12, зазвичай характеризується великою кількістю гармонічних складових в області низьких частот. Зі збільшенням частоти гармонічних складових кількість їх зменшується і практично відсутні в області високих частот (рис. 2.16) [37].

Для діагностики машин та обладнання при виборі частотної області вібрації слід враховувати властивості низькочастотної вібрації. В області інфранизьких частот вібрація може бути збуджена навіть не самою контрольованою машиною, а, наприклад, працюючими поруч іншими машинами або механізмами чи агрегатами.

Підшипники ковзання діагностуються практично завжди за сумісними вимірюваннями спектра низькочастотної вібрації та спектра обвідної високочастотної вібрації підшипника, що збуджується силами тертя (рис. 2.17, 2.18).

Дефекти підшипників ковзання можна виявити за допомогою трьох основних ознак:

1. Флуктуації товщини і місця розташування масляного клина, які модулюють випадкову низькочастотну вібрацію. Це проявляється у підйомі низьких час-

тот на спектрі обвідної вібрації (рис. 2.18).

2. Поява автоколивань валу у підшипниках, що є джерелом вібрації на субгармоніках частоти обертання, таких як $1/2$ або $1/3$ частоти обертання.

3. Виявлення ударів, які можуть бути сухими або гідродинамічними. У цьому випадку спектр обвідної високочастотної вібрації підшипника міститиме низку складових, які мало затухають і кратні частоті обертання валу.



Рис. 2.16. Спектр сигналу вібрації

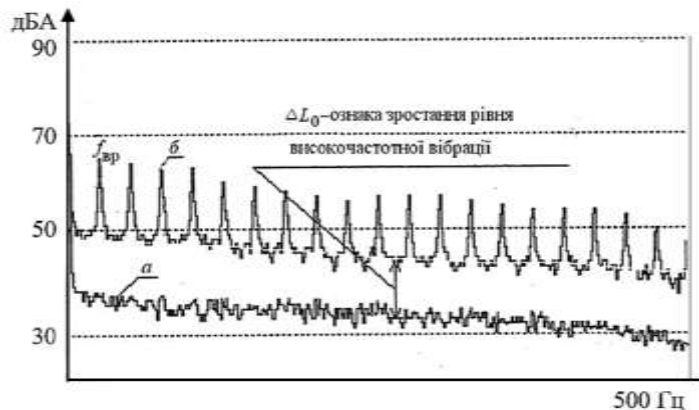


Рис. 2.17. Спектр обвідної вібрації підшипника ковзання без дефектів (а) та за наявності в ньому ударів (б)

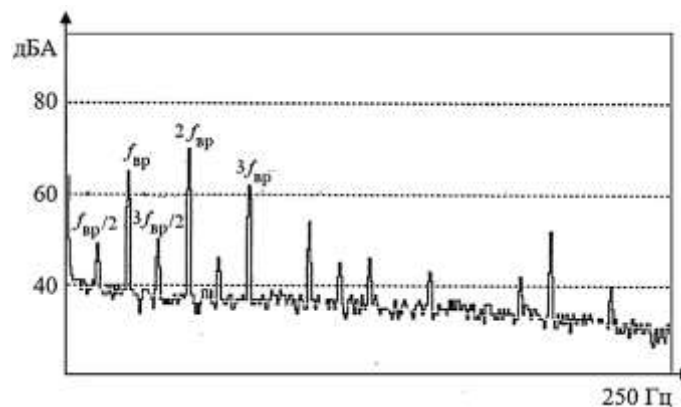


Рис. 2.18. Спектр обвідної вібрації підшипника ковзання з автоколиваннями валу

2.5.5.2. Вплив підшипників ковзання на динамічний стан машини

Підшипники ковзання можуть виступати в ролі елемента, що суттєвим чином впливає на динаміку системи.

Найпростіша модель коливань ротора в підшипнику із проміжком розглянута у низці робіт. При цьому було встановлено, що навіть в такій моделі сила, що передається на корпус, має негармонічний характер. Характер руху цапфи визначається відносним коефіцієнтом неврівноваженості

$$E = P/Q,$$

де P – динамічне навантаження на підшипник від неврівноважених відцентрових сил інерції; Q – статичне навантаження на підшипник.

На *першому* режимі роботи ($E < 1$) центр цапфи здійснює коливальний рух дугою кола радіусом δ (δ – радіальний проміжок у підшипнику, рис. 2.19).

Зі зростанням рівня динамічного навантаження збільшується амплітуда коливань центра цапфи [28].

При $E = 1$ настає *другий*, найнесприятливіший режим роботи підшипника. Амплітуда коливань центра цапфи досягає 90° . У цей момент цапфа відривається від підшипника і рух її центра відбувається в середині радіуса δ до тих пір, поки цапфа не вдариться об підшипник. Ці удари відбуватимуться з частотою, що дорівнює частоті обертання ротора.

Коли відцентрове навантаження від дисбалансу перевищує вагу ротора ($E > 1$), відбувається обкатка цапфи, тобто настає *третій* режим роботи підшипника.

Настання другого режиму залежить не тільки від величини дисбалансу, але й від величини проміжку. По мірі спрацювання деталей і збільшення проміжку динамічне навантаження у сполученні «вал-підшипник» зростає і може перевищити статичне навантаження Q , що припадає на підшипник. Настання другого режиму роботи недопустиме, оскільки воно може призвести до підвищеної віброактивності та передчасного виходу з ладу підшипника. Однак навіть при роботі на першому режимі, при певному розмірі проміжку, можуть виникнути небезпечні коливання. Умови, за яких ці коливання виникають, можна визначити, розглянувши зміщення цапфи в горизонтальній і вертикальній площинах за один оберт ротора (рис. 2.20).

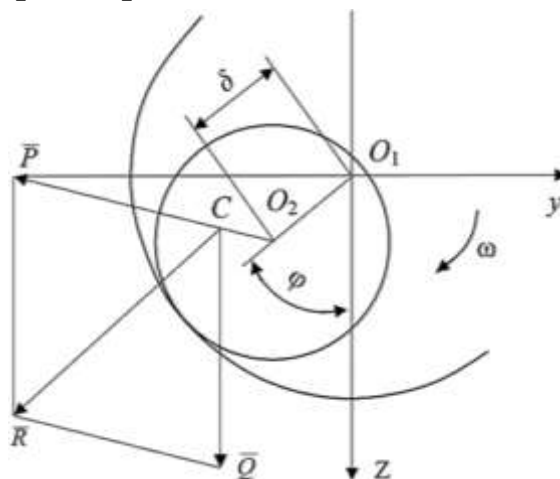


Рис. 2.19. Рух цапфи в підшипнику із проміжком

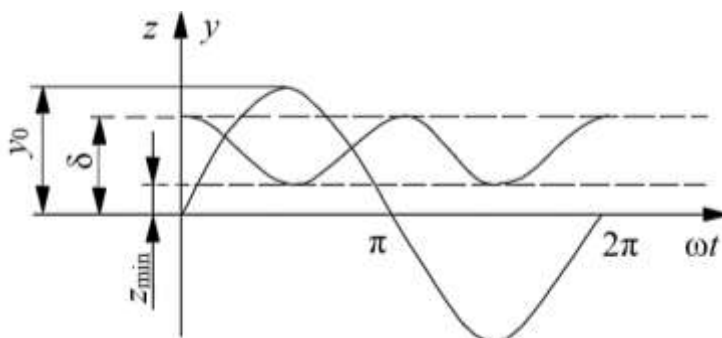


Рис. 2.20. Зміщення цапфи в горизонтальній і вертикальній площинах за один оберт ротора

На рис. 3.20: $z_{\min} = \delta(1 - \sin \varphi_{0\max})$; $y_0 = \delta \cdot \sin \varphi_{0\max}$; $\varphi = \varphi_0 \sin \omega t$.

З рисунку видно, що при обертанні ротора цапфа здійснює у вертикальній площині коливання з подвійною частотою обертання.

Ці коливання досягають найбільшої величини при рівності швидкості обертання ротора половині критичної швидкості ротора на жорстких опорах:

$$\Phi\omega = 1/2 \cdot \omega_{\text{кр.ж.}}$$

Але особливо несприятливий випадок буде при обертанні ротора на опорах, що відповідають вільним коливанням цапфи в підшипнику:

$$\omega = \lambda = 1/2 \cdot \omega_{\text{кр.ж.}}$$

де λ – частота вільних малих коливань цапфи у підшипнику ($\lambda = \sqrt{g/\delta}$); g – прискорення сили тяжіння.

У разі ж великих амплітуд коливань цапфи підшипник із проміжком поводить себе як нелінійна пружна опора. Власні частоти коливань цапфи при цьому залежать від величини амплітуд коливань – із зростанням амплітуд вони зростають. Тому, якщо радіальний проміжок у підшипнику буде таким, що:

$$\lambda_{\min} = \sqrt{\frac{g}{\delta}} < \frac{1}{2} \omega_{\text{кр.ж.}}$$

то при зростанні амплітуд коливань цапфи в підшипнику частота вільних коливань цапфи, збільшуючись, може досягти величини, рівній $1/2 \cdot \omega_{\text{кр.ж.}}$. Це сприятиме появі інтенсивних коливань з подвійною частотою обертання. Таким чином, бажано, щоб початковий проміжок у підшипнику мав таку величину, при якій виконується умова: $\lambda_{\min} > 1/2 \omega_{\text{кр.ж.}}$

Зрозуміло, що наведені результати слід розглядати як вельми якісне наближення.

Для малошумних машин доцільно використовувати, замість підшипників кочення, підшипники ковзання. Вони різко знижують складові високочастотної частини спектра.

Необхідно відмітити суттєвий вплив підшипників кочення на динаміку самого ротора. Підшипники кочення мають нелінійну пружну характеристику. Так, зближення центрів внутрішнього і зовнішнього кілець при дії на підшипник радіального навантаження R для стандартних підшипників зі сферичними тілами кочення можна визначити за формулою, см:

$$a = \alpha \cdot 10^{-6} \sqrt[3]{\frac{R^2}{z^2 d_{\text{ш}} \cos^2 \gamma}}$$

де γ – кут контакту тіл кочення; $d_{\text{ш}}$ – діаметр тіл кочення, см; R – радіальне навантаження на підшипник, кгс; α – коефіцієнт, який залежить від типу підшипника.

З формули видно, що зближення тіл, яке визначається їх місцевим пружним зминанням, нелінійно пов'язане з величиною сили R .

Проведений теоретичний аналіз впливу нелінійних пружних властивос-

тей тіл кулькопідшипників, що контактують, на динаміку ротора, виявив зв'язність усіх форм коливань (аксіальних, радіальних і кутових). Тому при дії збурювальної сили по одному з напрямків з частотою, що близька до власної частоти іншого напрямку, можлива поява в системі резонансу.

2.5.6. Вібрація підшипників кочення

2.5.6.1. Вплив геометричних форм деталей підшипника

Незважаючи на те, що підшипники належать до виробів високого класу точності, деталі підшипників кочення виготовляються з неминучими відхиленнями від номінальних розмірів і точних геометричних форм. Підшипники кочення виготовляють у п'яти класах точності (клас 0 – нормальна, класи 2, 4, 5, 6 – підвищена точність), які визначають гранично допустимі відхилення розмірів деталей. Відхилення розмірів і форм деталей підшипників кочення спричиняють зміщення осі обертання вала навколо геометричної осі під час його роботи. Центр вала описує складну криву. Першочергове значення в утворенні шуму мають хвилястість і гранність робочих поверхонь, які, однак, стандартами не нормуються.

Кожному дефекту на кожному з елементів підшипника (тіла кочення, доріжки, сепаратор) відповідають власні частоти, які розраховуються залежно від кінематики підшипника та швидкості його обертання. Наявність певної дискретної складової у спектрі сигналу свідчить про виникнення відповідного дефекту підшипника, а амплітуда цієї складової вказує на глибину дефекту. Важливо відзначити, що багато дефектів у спектрі проявляються у вигляді не однієї частотної складової, а кількох. Основні джерела вібрації та розрахункові залежності наведені у табл. 2.4.

Розрахункові частоти вібрації підшипників наведені за даними робіт [26]. Зміщення осі обертання вала супроводжується відповідним зміщенням центра тяжіння, що призводить до виникнення інерційних сил:

$$F = M \varepsilon_c \omega^2 \cos \omega t,$$

де M – маса механізму, що обертається (ротора); ε_c – ексцентриситет; ω – кутова швидкість обертання.

Більша частина складових інерційних сил має нелінійний характер, тобто велику кількість гармонік.

У поверхнях сполучення підшипників будь-якого виду розрізняють три види неоднорідностей: гранність, хвилястість і шорсткість.

Гранність полягає в повторюваних височинах та западинах з амплітудою в кілька мікрометрів на відстані приблизно 25-30 мм.

Хвилястість характеризується меншими різницями в висоті нерівностей (2-6 мм) і меншою відстанню між ними.

Шорсткість відрізняється найменшими перепадами висоти нерівностей, які мають крок приблизно 0,2-0,4 мм.

Різностінність внутрішніх кілець підшипників призводить до виникнення вібрацій з частотою обертання $f_1 = n/60$, де n – кількість обертів за хвилину. Оваляність внутрішніх кілець спричиняє появу складової з подвійною частотою

обертання. Неврівноваженість сепаратора та його зміщення на величину проміжку плавання створюють складову f_2 , яка вимірюється в герцах і має частоту обертання, що дорівнює:

$$f_2 = (D_0 - d_m) \frac{n}{120D_0},$$

де D_0 – діаметр кола, по якому розташовані центри кульок; D_m – діаметр кульок.

Таблиця 2.4

Частоти коливань деталей підшипників

Джерело вібрації	Розрахункова залежність	Умовні позначення	
Неврівноваженість сепаратора при обертанні внутрішнього кільця	$f_1^I = \frac{n_в k_1}{60}$	$n_в, n_n$ – частоти обертання внутрішнього і зовнішнього кілець відповідно;	
Неврівноваженість сепаратора при обертанні зовнішнього кільця	$f_1^{II} = \frac{n_n k_1}{60}$		
Неврівноваженість сепаратора при обертанні обох кілець в одному напрямку	$f_1^{III} = \frac{(n_n - n_в) k_2}{60}$		$k_1 = \frac{d_m - D \cos \alpha}{2d_m};$
Неврівноваженість сепаратора при обертанні обох кілець в різних напрямках	$f_1^{IV} = \frac{(n_n - n_в) k_2}{60}$		$k_2 = \frac{d_m - D \cos \alpha}{2d_m},$
Удари під час проходження тілами кочення зони навантаження:		d_m – діаметр центрів тіл обертання;	
- при обертанні внутрішнього кільця	$f_2^I = \frac{n_в k_1}{60} z_T$	D – діаметри тіл обертання;	
- при обертанні зовнішнього кільця	$f_2^{II} = \frac{n_n k_2}{60} z_T$	α – кути контакту з доріжками кочення кульок або роликів;	
- при обертанні обох кілець в одному напрямку	$f_2^{III} = \frac{(n_n - n_в)}{60} z_T$	z_T – кількість тіл кочення	
- при обертанні обох кілець в різних напрямках	$f_2^{IV} = \frac{(n_n - n_в)}{60} z_T$		
Несправності тіл кочення:			
- при обертанні внутрішнього кільця	$f_3^I = n_в \frac{2d_m k_1 k_2}{D60} z_T k$		
- при обертанні зовнішнього кільця	$f_3^{II} = n_n \frac{2d_m k_1 k_2}{D60} z_T k$		
- при обертанні обох кілець в одному напрямку	$f_3^{III} = (n_n - n_в) \frac{2d_m k_1 k_2}{D60} z_T k$		
- при обертанні обох кілець в різних напрямках	$f_3^{IV} = (n_n - n_в) \frac{2d_m k_1 k_2}{D60} z_T k$		

Різномірність кульок (роликів) і періодична зміна жорсткості підшипника при їх перекочуванні зумовлюють появу нових частот (в Гц), пов'язаних з кількістю z тіл кочення в підшипнику:

$$f_3 = (D_0 - d_m) \frac{nz}{120D_0}.$$

Наявність k граней на поверхні кульки (ролика) викликає такі частоти коливань (в Гц):

$$f_4 = \left(D_0^2 - d_m^2 \right) \frac{nz k}{120 D_0 d_m}.$$

Кількість граней – це випадкова величина для кожного тіла кочення, і, отже, може призвести до виникнення різноманітних частот коливань. Це свідчить про можливість наявності широкого спектру частот, які виникають через технологічні відхилення. Крім того, кожне джерело шуму і вібрацій створює низку вищих гармонік, які, як правило, менш інтенсивні, ніж основні. При перекочуванні по хвилястій поверхні внутрішніх кілець підшипника тілам кочення передаються динамічні імпульси, що призводять до частих ударів об кільця і сепаратори. Близькість частоти цих ударів до власних частот коливань кілець підшипників або їх гармонічних складових сприяє виникненню інтенсивних високочастотних складових, які виділяються з загального спектра шуму підшипників кочення.

Величина максимального відносного прискорення кульки при перекочуванні по хвилястій доріжці (рис. 2.21) визначається за наступною формулою:

$$\xi_{\max} = \frac{u^2 4\pi^2 a^4}{\lambda_1 - 4\pi a^2 r},$$

де a – амплітуда профілю; λ_1 – період хвилястості профілю; r – радіус тіл обертання; u – окружна швидкість жолоба внутрішнього кільця.

При прискоренні, більшому, ніж прискорення вільного падіння g , інтенсивність цього роду шуму різко зростає.

Хвилястість робочої поверхні зовнішніх кілець підшипника впливає на шумоутворення не менше, ніж хвилястість внутрішніх кілець.

Гранність бігової доріжки має менше впливу, ніж хвилястість, оскільки прискорення тіл кочення зворотно пропорційне квадрату розміру нерівності. Однак вплив гранності на вібрацію може бути значним.

Шорсткість в межах 9-12 класів чистоти виготовлення має малу послідовність на вібрацію і шумність підшипників, оскільки у разі близького розташування нерівностей та невеликої їх глибини кінетична енергія тіл кочення є невеликою.

$$f_5 = \frac{(D_0 + d_m) \cdot n \cdot z \cdot k_1}{120 D_0}; \quad f_6 = \frac{(D_0 + d_m) \cdot n \cdot z \cdot k_2}{120 D_0},$$

де k_1 і k_2 – кількість дефектних місць на робочих поверхнях внутрішнього і зовнішнього кілець.

Змащування виступає як демпфер для коливань деталей і зменшує тертя між тілами кочення та кільцями. Зміна виду змащування має невеликий вплив на рі-

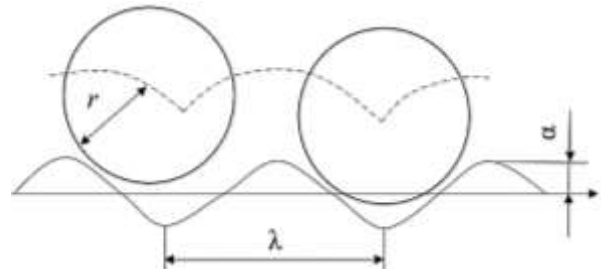


Рис. 2.21. Перекочування кульок підшипника у разі хвилястості доріжки кільця

вень шуму, зазвичай зменшуючи його на 1-2 децибела. Однак відсутність змащування суттєво погіршує ситуацію і призводить до швидкого зносу підшипника.

Загалом, підшипники з меншим діаметром і великою кількістю тіл кочення зазвичай менш шумні, ніж підшипники з більшим діаметром і меншою кількістю тіл кочення. Голчасті підшипники належать до найменш шумних видів.

Якщо сепаратор підшипника має підвищені проміжки у гніздах для кульок, то може виникнути сепараторний шум. Рекомендується виготовляти сепаратори з матеріалів, які мають високий демпфінг, таких як поліамідні смоли або текстоліт.

Найбільш інтенсивні компоненти шуму та вібрацій в підшипниках кочення зазвичай лежать у діапазоні від 600 Гц до 1000 Гц.

2.5.6.2. Вплив режимів роботи, розміру і типу підшипника

Рівень вібрацій, спричинений підшипниками кочення, залежить від їх конструкції, розмірів, класу точності, швидкості обертання ротора, навантаження та якості виготовлення підшипникових вузлів машини. Різноманітність факторів, які впливають на рівень вібрацій, а також той факт, що електромашинобудівні підприємства не виготовляють підшипники кочення, зумовлюють необхідність розгляду цих аспектів з позиції конструктора машин.

Підшипникова промисловість розробила спеціальні мал шумні підшипники, які мають регламентований рівень вібрації відповідно до ТУ 4477-Э-68. Згідно з ДСТУ 520:2014 для однорядних кулькових підшипників з індексом Ш1, спільні рівні вібрації визначаються в діапазоні частот від 50 Гц до 10 кГц, вимірюються на зовнішньому кільці при обертанні внутрішнього кільця з кількістю обертів $n = 1500 \text{ мин}^{-1}$, не повинні перевищувати значень, які апроксимуються виразом (дБ):

$$L_{\ddot{x}} = 72 + 0,18D_0,$$

де D_0 – діаметр внутрішнього кільця підшипника, мм.

Загальний рівень віброактивності підшипників при зміні швидкості обертання внутрішнього кільця можна оцінити за формулою (дБ):

$$\Delta L_{\ddot{x}} = L_{\ddot{x}}^{(2)} - L_{\ddot{x}}^{(1)} = 20 \lg(n_2 / n_1),$$

де $L_{\ddot{x}}^{(2)}$, $L_{\ddot{x}}^{(1)}$ – загальні рівні віброактивності підшипника, що відповідають кількості обертів n_1 і n_2 .

Приведена залежність показує, що швидкість обертання вельми суттєво впливає на рівень віброактивності підшипників.

Збільшення радіального навантаження на підшипник значно менше впливає на зростання віброактивності. Цей вплив оцінюється залежністю (дБ):

$$\Delta L_{\ddot{x}} = \Delta L_{\ddot{x}}^{(2)} - \Delta L_{\ddot{x}}^{(1)} = 0,3(Q_2 / Q_1).$$

Виняток складають малі навантаження, при яких спостерігається помітне зростання загального рівня, зумовлене невпорядкованим рухом тіл кочення.

Наявність проміжків призводить до появи частот: $f = i \cdot f_b$, де $f_b = n/60$ – частота обертання внутрішнього кільця; $i = 1, 2, 3, \dots$

Вібрації, спричинені пружними деформаціями тіл і доріжок кочення, а також випадковими дефектами доріжок кочення (тріщини, викришування) проявляються на частотах:

$$f = \frac{1}{2} f_{\text{в}} \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cos \beta \right) z \cdot k, \quad (2.15)$$

де n – кількість обертів ротора за хвилину; D_0 – діаметр кола, по якому розташовані центри тіл кочення; $d_{\text{ш}}$ – діаметр тіл кочення; z – кількість тіл кочення; k – кількість граней на поверхні кульки; β – кут тиску.

Частота вібрації, що виникає внаслідок зміщення сепаратора на величину проміжку, дорівнює:

$$f = \frac{1}{2} f_{\text{в}} \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}}{D_0} \cos \beta \right),$$

тобто виявляється більше, ніж удвічі нижчою за частоту обертання.

Спектр частот, що виникають через геометричні недосконалості елементів підшипників, дуже широкий і насичений. Найбільш різко в спектрі відбиваються геометричні похибки тіл кочення, після цього внутрішнього кільця і, в кінцевому підсумку, зовнішнього кільця. Геометричні похибки зумовлені технологією виготовлення підшипників. Один із характерних видів похибок у бігових доріжках і тілах кочення – хвилястість. Можна вважати, що вібрації, спричинені геометричними недоліками, відбуваються на частотах, що визначаються формулою (2.15).

Геометричні похибки тіл кочення спричиняють вібрацію на частотах:

$$f = \frac{1}{2} f_{\text{в}} \frac{D_0}{d_{\text{ш}}} \left(1 - \frac{d_{\text{ш}}^2}{D_0^2} \cos \beta \right) \cdot i.$$

Найважливішою тут є частота, причиною якої є овальність тіл кочення, коли $i = z$.

Наведені формули справедливі й тоді, коли обертається зовнішнє кільце. Для цього достатньо частоту обертання $f_{\text{в}}$ замінити частотою обертання зовнішнього кільця $f_{\text{н}}$, а в дужках поміняти знак на зворотний.

Частоти, вираховані за наведеними формулами, не завжди можуть бути чітко виявлені під час випробувань. Це пояснюється складністю електричної машини як коливальної системи, а також чисельністю джерел збурення. Тому залежність віброакустичних характеристик підшипникових вузлів від різних чинників визначається емпірично на підставі статистичного аналізу дослідних даних.

Одним з найважливіших параметрів, що визначають віброактивність підшипників кочення, є величина радіального проміжку. Наявність цього проміжку є причиною прецесії вала, під час якої вал зіштовхується з тілами кочення. Внаслідок цієї ударної взаємодії генерується широкий спектр вібрації.

2.5.6.3. Вплив геометрії та розмірів посадочних місць підшипникового вузла

Істотними чинниками, що впливають на віброактивність підшипників кочення, є їх посадка в гніздо і на вал, а також обробка відповідних посадоч-

них місць. Ступінь точності обробки посадочних місць повинен відповідати якості обробки кілець підшипників і призначатися у відповідності до ГОСТ 24643-81. Першочергова увага при цьому повинна приділятися обмеженню радіального биття, некруглості, нециліндричності та неспіввісності. Будь-яке з цих порушень є причиною деформації кілець підшипника і призводить до зростання їх віброактивності.

Інтенсивність вібрацій, пов'язаних з підшипниками кочення, зростає при збільшенні щільності посадок кілець на валі та в корпусі. Для зменшення деформацій кілець підшипників рекомендується виконувати їх посадку без надмірного натягу або з мінімальним натягом. Найсприятливішими посадками є ковзна посадка зовнішнього кільця та щільна посадка внутрішнього кільця. Щоб запобігти проковзуванню кілець на місцях посадки, їх можна фіксувати в торці будь-яким відомим способом.

У низці випадків зменшення віброактивності підшипників досягається за допомогою осьового підтискання зовнішнього кільця, що виключає вібрації, зумовлені довільним рухом ненавантажених елементів кочення. Осьовий натяг створюється при цьому за допомогою циліндричних пружин або зігнутих пружинних кілець. Значна увага при цьому приділяється рівномірності розподілення зусилля по колу зовнішнього кільця та збереженню гарантованого проміжку між цим кільцем і корпусом.

Відомо, що спектр структурного шуму зовнішнього кільця вільного підшипника суттєво відрізняється від спектра підшипникового вузла, де поміщений підшипник. Ця обставина, окрім раніше зазначених причин, пов'язана з динамічними властивостями самого підшипникового вузла. Наявність резонансних частот у вузлі призводить до різкого виділення окремих складових спектра, які збігаються або розташовані близько до цих частот. З іншого боку, вплив приєднаних мас або елементів демпфування може призвести до зменшення низки складових.

Порушення геометрії посадочних місць може викликати не лише радіальну, але й аксіальну вібрацію. Остання виникає внаслідок перекосу зовнішнього кільця, який обумовлений нециліндричністю одного з посадочних місць або неспіввісністю двох таких місць. Експерименти, проведені на роторах серійних електричних машин масою від 6,5 до 17 кг, показали, що інтенсивність аксіальних коливань зростає із збільшенням кута перекосу. Важливо зауважити, що інтенсивні аксіальні коливання виникають навіть при допустимому перекосі в межах близько $0,5^\circ$.

Мала радіальна жорсткість кілець підшипників є причиною копіювання ними всіх дефектів посадкових місць в опорах. Перекіс кілець, неспіввісність (відсутність збігу осей вала та гнізд у корпусі машини) є причинами підвищення вібрації та шумів. Жорсткість корпусів підшипників також повинна виключати можливість виникнення деформацій під дією зовнішніх і внутрішніх сил. Позитивно відбивається наявність внутрішнього тертя в матеріалі опор (краще чавун, мідно-марганцеві сплави тощо).

Кінцева величина радіального проміжку підшипника залежить від початкового проміжку, посадки кільця на вал і в гніздо корпуса (опори), а також від установленної різниці температур внутрішнього та зовнішнього кілець підшипника в робочому режимі механізму.

Вибір посадки підшипника на вал і введення його в корпус виконуються з урахуванням виду навантаження на кільця і умов експлуатації підшипникового вузла, таких як змащування. Зазвичай віддається перевага щільній (але не тугій) посадці на валу та ковзній посадці в гнізді корпусу, що забезпечує кращі умови для затухання коливань зовнішніх кілець, демпфування за рахунок масляної плівки та зменшення тертя в контакт. Будь-які дефекти, такі як вм'ятини, подряпини і інші пошкодження на поверхнях посадочних місць, можуть призвести до збільшення шуму через деформацію підшипникових кілець. Тому важливо встановлювати підшипники без перекосів та зацемлень.

Підшипникові вузли передають усі нерівноважені силові впливи від обертючих деталей на нерухомі опори і можуть бути джерелом як періодичних, так і неперіодичних динамічних імпульсів.

Під час перекочування кульок і роликів виникають періодичні деформації, супроводжувані ударами об кільця і сепаратор, що спричиняють коливання в цих елементах, які в кінцевому підсумку стають причиною виникнення шуму. Інтенсивність цього шуму зазвичай зростає з розміром деталей, які мають контакт з елементами підшипників. З резонансними явищами, пов'язаними з коливаннями конструкцій на їх власних частотах, може спостерігатися ще більше інтенсивних коливань.

2.5.6.4. Етапи зміни технічного стану підшипників в експлуатації машин

Існує кілька методів контролю, що дають можливість виявити дефекти в підшипниках без вимірювання вібрації. Такими методами, зокрема, є: аналіз акустичного шуму, аналіз продуктів спрацювання (ферографія) і термографія. Однак жоден з подібних методів не може претендувати на універсальне успішне застосування, а в деяких випадках вони неприйнятні.

Простий метод визначення вібрації у широкій смузі частот шляхом контролю віброприскорення корпусів підшипників кочення, як описано в стандарті ISO-10816:2007, досить часто дає достатню інформацію про стан цих підшипників. Однак цей простий метод не у всіх випадках може дати хороші результати. Зокрема, можлива поява помилок у разі, коли у межі частотного діапазону вимірювань потрапляють резонансні частоти підшипника або у разі вібраційного впливу інших джерел, наприклад, зубчастих зачеплень.

Вказані обставини вказують на необхідність розробки та використання спеціальних методів і засобів вимірювань для діагностики підшипників кочення. Важливо пам'ятати, що немає універсального методу, який би був підходящим для всіх випадків. Кожний метод може бути ефективним для діагностики конкретних видів дефектів в певному типі обладнання. Підбір правильного методу вимірювань і аналізу дуже важливий для успішної діагностики різних видів машин та підшипників.

Для визначення стану підшипника кочення розроблено п'ять етапів розвитку його несправностей, як показано на рисунку 2.22. Вертикальна вісь відображає рівень вібрації в (мм/с), а горизонтальна вісь представляє етапи розвитку несправностей. Стан підшипника визначається двома ламаними лініями.

Нижня відповідає рівню фону вібрації на кожному етапі розвитку несправностей, верхня – рівню піків вібрації.

До кінця першого етапу, який позначено на рис. 2.22 «1», загальний технічний стан підшипника можна вважати ідеальним. На цьому «нульовому» етапі розвитку несправностей (дефектів) піки вібрації є незначними і не перевищують рівень фону, а сам рівень фонових вібрацій (у даному випадку СКЗ віброшвидкості) значно менший за нормоване значення. Це означає, що на цьому етапі підшипник працює в ідеальних умовах без видимих ознак дефектів чи несправностей.

Етап 1. Починаючи з відмітки «1» у підшипнику з'являється і починає розвиватися несправність, виникають ударні віброімпульси, що зростають за величиною. Енергія імпульсів витрачається на «поглиблення» несправності, в результаті чого відбувається ще більше зростання енергії імпульсів. Рівень фону вібрацій за своєю величиною при цьому залишається незмінним, так як несправність носить локальний характер і на загальному стані підшипника поки що не відбивається. Це етап виникнення несправності в процесі експлуатації.

Етап 2. Починаючи з точки «2» ударні імпульси в підшипнику досягають за своєю енергією практично максимального значення. Кількісне значення максимуму енергії імпульсів визначається типом підшипника й умовами його експлуатації. Енергія імпульсів, що виділяється в підшипнику, вже настільки велика, що її достатньо для розширення зони локалізації несправності. На цій стадії практично неможливо зупинити подальший розвиток несправності. Величина піків вібрації на часовому вібро-сигналі вже практично не зростає, але й рівень фону теж змінюється мало.

Етап 3. Це зона переходу підшипника до повної деградації. Починаючи з точки «3», зона розвитку несправності настільки велика, що підшипник починає «втрачати» своє основне призначення – забезпечувати обертання валів з мінімальним тертям. Зростають витрати енергії на обертання ротора і, як результат, збільшується енергія, що виділяється в підшипнику – зростає рівень фону. Це етап саморуйнування підшипника.

Етап 4. Це останній етап розвитку несправності, коли вона охопила весь підшипник або все те, що залишилось від нього. Рівень фону вібрації практично зрівнявся з рівнем піків, і вся вібрація складається з піків. Роботи підшипників у цій зоні слід уникати.

Етап 5. Це етап очікування аварії, як правило, зі значними наслідками.

Ці етапи розвитку несправностей властиві практично всім видам несправностей, які можуть виникнути в підшипниках кочення. Залежно від умов експлуатації підшипників можуть спостерігатися відмінності в тривалості та інтенсивності процесів на кожному етапі, але загальна картина розвитку несправностей залишається однаковою.

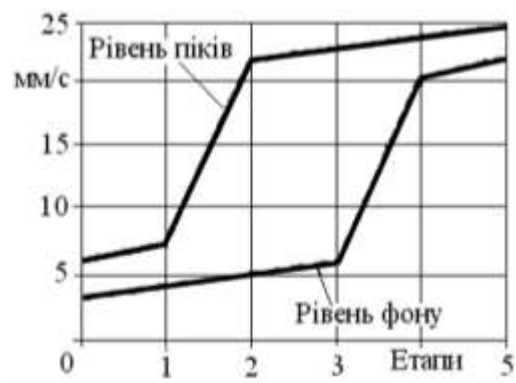


Рис. 2.22. Етапи розвитку несправностей підшипників кочення

2.5.7. Вібрації зубчастих передач

Зубчасті передачі отримали широке поширення в транспорті через необхідність узгодження допустимих швидкостей для навантаження з оптимальни-

ми обертами двигуна (джерела). В більшості високооборотних джерел за допомогою редуктора забезпечується суттєво менша швидкість обертання на навантаженні.

Діапазон потужностей машин, що мають зубчасті редуктори, складає від часток Вата до 100 МВт при частотах обертання до 250 с^{-1} .

Роботу будь-якої зубчастої пари супроводжує ціла низка характерних вібрацій, причиною яких є тертя й удари при обкочуванні зубця однієї шестірні зубцем іншої шестірні. Аналіз цих вібрацій дає можливість у працюючому обладнанні достатньо успішно діагностувати низку різних дефектів зубозачеплення.

Зубчасті передачі є джерелом сильної вібрації у звуковому діапазоні частот. Збурення коливань зумовлені, в основному, двома чинниками:

- періодичною зміною жорсткості зубців по фазі зчеплення;
- дефектами виготовлення і монтажу або несправності при експлуатації.

Причини вібрації зубчастих пар. При проведенні реєстрації вібросигналів, які генерують зубчасті пари необхідно враховувати наведені далі основні характерні особливості їх роботи [29].

1. Вібросигнали від зубчастих пар містять в собі як синхронні компоненти (гармоніки), пропорційні зворотній частоті обертання шестірні, так і несинхронні, пов'язані з резонансними процесами і непропорційні частоті обертання ротора. Вся основна потужність у вібросигналі від зубчастої пари сконцентрована у достатньо високочастотній області. Основна частота V_{3RR} зубозачеплення зубчастої пари дорівнює добутку зворотної частоти шестірні V_{3K} на кількість зубців на ній K_{3K} , тобто:

$$V_{3RR} = K_{3K} \cdot V_{3K},$$

де K_{3K} – кількість зубців колеса; V_{3K} – частота обертання зубчастого колеса.

Ця частота може досягати від одиниць до десятка кілогерц.

Складові частоти вібрації від деформації зубців під навантаженням мають дискретний характер і є кратними частоті пересполучення зубців. Практично при реєстрації вібросигналів, з метою їхнього подальшого використання для діагностики стану зубчастих передач, рекомендується розпочинати з реєстрації максимальних частот в агрегаті з зубчастими парами.

2. При виникненні несправностей у зубчастих передачах відбувається не лише збільшення амплітуди гармонік зубозачеплення, але також з'являються бокові гармоніки як вище, так і нижче за частотою від основної частоти зубозачеплення. Зсув по частоті між основною гармонікою зубозачеплення та боковими гармоніками може свідчити про наявність несправностей у певному зубчастому колесі (дефекті). Гармоніки, характерні для зубозачеплення, мають невеликий енергетичний рівень з двох причин. По-перше, енергія, яка виділяється під час обкатування зубців, сама по собі невелика. По-друге, місця розташування вібродатчиків через конструктивні особливості редукторів знаходяться в значному віддаленні від зони зубозачеплення. В результаті шлях передачі вібраційної енергії від зубозачеплення до вібродатчиків є досить довгим, і сигнали значно приглушаються. Тому, принаймні, для збільшення інформативності вібросигналів при діагностиці стану зубчастих передач, вимагається використання вібросигналів в розмірності віброшвидкості, і в більшості

випадків, для підвищення інформативності вібросигналів, доводиться використовувати вібросигнали в розмірності віброприскорення.

3. Амплітуда гармонік у спектрі, викликана вібраціями від зубчастих пар, в значній мірі залежить від навантаження, що передається зубчастою парою. На холостому ходу редуктора гармоніки, викликані зубозачепленням, реєструються дуже погано. Зі збільшенням зусиль, що передаються редуктором, вібрації від зубозачеплення також зростають. Така особливість роботи зубчастої пари для виявлення тенденцій зміни стану вимагає проведення вимірювань за можливості при однаковому, бажано великому, навантаженні. Якщо навантаження буде низьким, несправності можуть не проявитися. Якщо вимірювання, які проводяться в різний час, виконані при різних навантаженнях редуктора, то всі ці вимірювання стануть непридатними для порівняння один з одним з метою виявлення змін, що відбулися в редукторі.

4. Вібрації від зубозачеплення є нестационарними у тому сенсі, що вони мають у своєму складі кілька фаз «обкатування», точніше «проковзування» зубця по зубцю. Ці фази різняться для різних типів зубчастих зачеплень. Кожна з фаз викликає коливання різних частот, які наближаються до частоти зубозачеплення. Кожен зубець, через свої специфічні особливості, генерує свої власні частоти. На це накладається той факт, що пари «взаємно обкочуваних» зубців постійно змінюються, оскільки шестірні мають різну кількість зубців. Всі ці особливості призводять до появи у вібрації неоднорідного «білого шуму» біля частоти зубозачеплення. Термін «білий шум» в техніці зазвичай використовується для опису суміші коливань різних частот. У «білому шумі» присутні дуже багато частот, в той час як у «білому кольорі» змішуються лише кілька фіксованих частот. На спектрі вібросигналу «білий шум» проявляється у підвищенні загального рівня всього спектра в широкому діапазоні частот, особливо навколо характерної частоти зубозачеплення. Сам «білий шум» практично повністю складається з несинхронних компонент.

5. Часто таке саме загальне підняття спектра від «білого шуму» відбувається не тільки на частоті зубозачеплення, але й на частоті власних резонансів елементів зубчастої пари або редуктора. Це виникає через описану далі причину. Мікроудари у зубозачепленні збуджують коливання достатньо широкого діапазону, але максимальна амплітуда коливань буде, що повністю відповідає стандартній фізичній картині коливань, на частоті власного резонансу того чи іншого близько розташованого елемента редуктора. Ця частота власного резонансу визначається конструкцією редуктора. Користуватися діагностикою стану зубчастої пари не за частотою зубозачеплення, а за частотами власного резонансу елементів редуктора, доводиться у швидкохідних мультиплікаторах, де сама частота зубозачеплення може бути дуже високою. Вона буде сильно затухати в конструкції і її іноді неможливо навіть зареєструвати. Реєстрація високочастотної частоти зубозачеплення утруднена, з одного боку, проблемами вимірювання за допомогою вібродатчиків, і, з іншого боку, інтенсивним затуханням високочастотних коливань всередині мультиплікатора, особливо на проміжках підшипників.

Зубчасті передачі – це джерела потужної вібрації та повітряного шуму в звуковому діапазоні частот. Основні джерела вібрації зубчастих передач наведені в табл. 2.5.

Власна і вимушена частоти коливань деталей зубчастих передач

№	Джерело вібрацій	Розрахункова залежність	Умовні позначення
1	Власні коливання зубчастих коліс в однопарному зачепленні	$f \approx 3,56 \cdot 10^4 \frac{\sqrt{1+u^2}}{d_2}$	u – передатне число зубчастої передачі; d_2 – діаметр початкового кола коліс
2	Власні коливання зубчастих коліс у двопарному зачепленні	$f' = 1,27f$	
3	Неврівноваженість деталей, що обертаються, накопичена похибка колового кроку зубчастих коліс	$f_n = \frac{mn}{60}$	$m - 1, 2, 3, \dots$; n – частота обертання, хв^{-1}
4	Імпульсне та кінематичне збурення зубчастих коліс	$f_z = mz \frac{n}{60}$	$m - 1, 2, 3, \dots$; z – кількість зубців
5	Колівання зубчастих коліс з одним і більше вузловими діаметрами: - при зачепленні з одним колесом; - при зачепленні кількох коліс; - при зачепленні кількох коліс, коли кількість полюсів є добуток простих множників $p = p' p''$ - при зачепленні кількох коліс, коли кількість зубців має спільний множник Δ ; - при пересполученні зубців коліс планетарної передачі: а) для центрального колеса; б) для епіцикла; - при пересполученні зубців коліс планетарних передач при p полюсах зачеплення: а) для центрального колеса; б) для епіцикла.	$f_{z1} = m \frac{n(z \pm l)}{60}$ $f_{z2} = m \frac{n(zp \pm l)}{60}$ $f_{z3} = m \frac{n(zp' \pm l)}{60}$ $f_{z4} = m \frac{n(z \cdot \Delta - p \pm l)}{60}$ $f_{z5} = \frac{(n_1 - n_h)(z_1 \pm l)}{60}$ $f_{z6} = \frac{(n_1 - n_h)(z_3 \pm l)}{60}$ $f_{z7} = \frac{(n_1 - n_h)(p \pm l)}{60}$ $f_{z8} = \frac{(n_3 - n_h)(p \pm l)}{60}$	l – кількість вузлових діаметрів p – кількість полюсів n_1, n_2, n_h – частоти обертання відповідно центрального колеса, епіцикла і водила; z_1, z_3 – кількість зубців відповідно центрального колеса й епіцикла
6	Похибки ділильного механізму верстата	$f_{D1} = mz_D \frac{n}{60}$ $f_{D2} = m(z_D - z) \frac{n}{60}$	z_D – кількість зубців ділильного колеса верстата; n_j – частота обертання j -го колеса; m – частота прояву похибки за оберт j -го колеса
7	Складові кінематичної похибки	$f_z = mz \frac{n}{60}$	

Виникнення вібрації та шуму в зубчастих передачах зумовлене пружною деформацією сполучуваних зубців під дією сил, які викликаються потужністю (енергією), що передається, і динамічними процесами в зачепленні через неточності, допущені при виготовленні зубчастих коліс.

Деформації зубців можуть бути розраховані. Складові механічного шуму мають дискретний характер з основною частотою, яка дорівнює частоті пересполучення зубців (Гц):

$$f = \frac{zn}{60},$$

де z – кількість зубців колеса; n – частота його обертання, хв^{-1} .

Динамічні процеси в зачепленні виникають через відхилення розмірів, кроку і форми зубців, і призводять до виникнення крутильних та поперечних коливань. Ці коливання породжують змінні інерційні сили і моменти в масах обертаючогося механізму, які в свою чергу взаємодіють з силами, що виникають від корисного навантаження. Через вали і підшипникові вузли ці змінні зусилля передаються на опорні конструкції, створюючи в них пружні коливання. Величина коливальної енергії, що виникає в цьому процесі, залежить від сил, динамічних характеристик конструкції та режиму роботи механізму.

У разі збігу частот вимушених коливань з власними частотами окремих елементів конструкції виникають резонансні явища.

При зчленуванні зубчастих коліс в пари виникає спектр кінематичної похибки, що містить складові, характерні для кожного колеса, і додаткові складові від неточності сполучення (перекіс осей, відхилення міжцентрової відстані тощо). Основними гармоніками на такому спектрі зазвичай є перша зворотна ν_1 та може бути друга $2 \times \nu_1$ гармоніка зворотної частоти контрольного валу, що з'являються через звичайні, механічні проблеми такі, як дисбаланс, розцентровка і т. п. від валу, на підшипнику якого виконується вимірювання вібрації. На цьому ж спектрі може також знаходитись і перша гармоніка зворотної частоти другого валу зубчастої пари. Вона зв'язана з частотою обертання валу через коефіцієнт передачі зубчастої пари. На спектрі може бути виявлена і друга гармоніка від зворотної частоти другого валу.

Амплітуда гармоніки на частоті зубозачеплення $\nu_{зп}$ зазвичай дуже чутлива до навантаження. Висота піка частоти $\nu_{зп}$ на спектрі залежить від достатньо багатьох параметрів, основними з яких можна вважати:

- якість виготовлення зубчастої пари, її загартування, шліфівка;
- якість, достатня кількість та чистота змащувального матеріалу;
- навантаження зубчастої пари навантажувальним моментом, що передається від двигуна у виконавчий механізм.

При ударах на зубчасту пару зубчастих коліс і конструкцію редуктора впливає ударний імпульс сили. Цей імпульс збуджує механічні коливання в конструкції, які, в середньому, згасають за експонентним законом. Частота, з якою елементи конструкції коливатимуться, тобто частота «внутрішнього наповнення» таких експонентних ударів, визначається власним механічним резонансом елемента зубчастої пари, що коливається. Зазвичай ця частота не є строго фіксованою, а представляє собою набір близьких за частотою компонентів, амплітуди яких можуть бути випадковими.

Таким чином, конструкція є резонансним контуром, у якому вібрації збуджуються динамічними ударами, зумовленими процесом передачі обертального моменту через зубчасті пари.

При реєстрації спектра коливань конструкції з таким резонансним контуром, на ньому, окрім піка на частоті зубозачеплення, буде присутній пік або горб «білого шуму», розташований на частоті власного резонансу елемента конструкції. Нерідко цей резонансний пік за своєю амплітудою, а навіть за потужністю, перевершує сам пік гармоніки частоти зубозачеплення. На спектрі може бути кілька таких резонансних піків від частот різних елементів редуктора. Ці резонансні

гармонічні піки, виявлені на частоті власного резонансу зубчастої пари, можуть бути зручними для оцінки стану та діагностики несправностей в редукторах.

Спектр частот вібрацій зубчастих передач у звуковому діапазоні дуже широкий і має безперервні та дискретні компоненти. Вібрації виникають в результаті пружної деформації зубців під впливом сил, що передаються, помилок у виробництві та зборці зубчастих коліс, які можуть призвести до взаємних ударів зубців. Ці коливання можуть бути наслідком сумарних помилок у кроку зубчастого колеса. Основна частота такого збурення виникає, коли сумарна помилка збігається з частотою обертання колеса.

Коли зубчата пара досягає певної частоти обертання, зубчасте зачеплення може працювати у режимі розмикання, що означає, що у деяких моментах відсутній механічний контакт між зубцями. Ударні імпульси, що виникають при цьому, призводять до значного зростання шуму та вібрації, і ця періодичність має складну природу. Частоти складових спектру вібрацій та шуму (Гц), зумовлені ударами в зачепленні, визначаються за допомогою виразу:

$$f_y = \left(\frac{g_1}{g_2} \right) \frac{kn}{60},$$

де k – циклічність (періодичність) похибки, що розглядається; g_1 і g_2 – цілі числа в межах трьох.

Якщо кінематична похибка зубчастої передачі містить кілька складових різної періодичності k_i і k_j , то частота складових спектру вібрацій має вигляд:

$$f_g = (g_1 k_i + g_2 k_j) \cdot n / 60.$$

Найбільшу інтенсивність мають складові шуму з частотою ударів зубців.

Шум (і вібрація) зростає зі збільшенням частот обертання коліс і навантаження:

$$L_n = L_0 + 10 \cdot \lg u^k,$$

де u – колова швидкість колеса, м/с; $k = 1,5 \div 3$; L_0 – складова рівня, незалежна від u .

У спрощеному вигляді ця залежність (в дБ) може бути записана у вигляді:

$$L = L_0 + 23 \cdot \lg u,$$

де $L_0 = 40 \div 50$ дБ в залежності від якості виготовлення шестерень. Навантаження також суттєво впливає на величину рівня (дБ):

$$L = L_{01} + 20 \cdot \lg N_n,$$

де N_n – потужність, що передається, кВт; L_{01} – константа.

Форма зубців шестерень грає важливу роль у працездатності зубчастих передач. Найкращі результати досягаються при виготовленні одного з коліс з бочкоподібними зубцями. Матеріал шестерень також важливий, ідеальний вибір полягає в матеріалі з високою жорсткістю та великим внутрішнім тертям, наприклад, чавун або мідно-марганцеві сплави. Деякі виробники також використовують текстолітові, нейлонові, або комбіновані матеріали для виготовлення шестерень.

Усі раніше згадані причини дисбалансу, такі як неспіввісність, радіальне та осьове биття і т. д., також можуть бути додатковими джерелами вібрації та шуму в зубчастих передачах. Важливо також забезпечити належну спрацьованість зубців, оскільки відсутність або недостатнє змащування може призвести до сухого тертя в зубчастому зачепленні, що супроводжується збільшенням рівня шуму та вібрації на 10-15 дБ.

Коливання в редукторах можуть бути спричинені як силами циклічного, так і ударного характерів. Низькочастотні коливання в редукторних системах виникають внаслідок нерівномірного навантаження, дисбалансу обертаючихся мас, накопичених помилок у зубцях шестерень та їхньому кроці, поєднання цих помилок в колесах і шестірнях, а також перекоосу осей. До низькочастотних збурень системи призводять помилки у профілях зубців, які можуть мати випадковий характер. Значні коливання також можуть бути спричинені нерівномірністю роботи двигуна.

На високих частотах в основному спостерігається кінематичне збурення, яке виникає внаслідок помилок у виготовленні зубчастого колеса.

Дефекти в роботі черв'ячної передачі зубонарізного верстата, такі як неточність кроку черв'яка і биття черв'яка, можуть призводити до появи нерівних ділянок на поверхні зубців.

Відстані по колу між лініями нерівностей відповідають кроку зубців ділительного колеса верстата, на якому ці зубці були нарізані, частота цього роду коливань дорівнює:

$$f_g = n \cdot z_d \cdot i,$$

де z_d – кількість зубців ділительного колеса зубонарізного верстата; $i = 1, 2, 3, \dots$. Основну роль відіграє перша складова ($i = 1$). У процесі обробки з'являються також помилки обкатування, породжувані притиркою зубців. Їх частота визначається кінематикою процесу притирки.

Коливання, спричинені контактним зачепленням колеса з шестірнею, мають частоту:

$$f_{к.з} = n \cdot z_3 \cdot i,$$

де z_3 – кількість зубців шестерень.

Косозубі або шевронні зубчасті колеса широко використовуються в передачах через їх здатність плавно передавати великі потужності при мінімальних коливаннях на зубцевій частоті. Поява цієї частоти у подібних передачах пояснюється динамічними явищами, що відбуваються на кінцях зубців під час вступу нової пари в зачеплення. Якщо зубець входить з краю шестірні, то його деформація буде більшою, ніж деформація зубця, що виходить із зачеплення (внаслідок концентрації навантаження по ширині). Під час обертання шестерень контакти ліній зачеплення зміщуються вздовж зубців від одного краю до іншого, що спричиняє вібрації із зубцевою частотою. В редукторах можливі вібрації стінок картера через стиснення повітря та масла у просторі між профілями зубців, а також через наступні удари стінок картера від окремих порцій масла та повітря. Ці удари мають частоту, яка відповідає частоті зачеплення зубців. Також в результаті цього стиснення і видачі газів з місця зачеплення виникають вібрації зубчас-

тих коліс з частотами, що відповідають власним частотам коливань зубців або колеса в цілому. Косозубі шестірні допомагають знизити рівень шуму на 2-6 дБ в порівнянні з прямозубими шестернями.

Загалом, редуктори створюють шум широкого спектра від десятків герців до кілогерців, і в цьому шумі виділяються кілька складових, які відповідають резонансним коливанням деталей. Основними причинами шуму є похибки виготовлення зубчастих коліс та деформація зубців під навантаженням. При зачепленні зубців спостерігаються нерівномірна передача крутного моменту та періодичні деформації зубців ударного характеру.

Для високооборотних редукторів в основному використовуються шевронні колеса, а для малооборотних – косозубі. Рівень шуму в редукторі залежить від навантаження та частоти обертання вихідних коліс.

Планетарні редуктори зазвичай мають менші розміри та нижчий рівень шуму, порівняно з редукторами переборного типу, завдяки зниженню питомого навантаження на зубці, використанню багатоточкової передачі крутного моменту через кілька сателітів, а також через менші коллові швидкості. Планетарні малогабаритні редуктори з шевронними колесами можуть мати рівень звуку на відстані 1 м порядку 85 дБА.

Вібрації зубчастих передач вимірюються на опорах підшипникових вузлів агрегатів і машин.

Колівальні сили в зубчастій парі формуються в зоні зачеплення і можуть мати кінематичне, параметричне, а також ударне походження. На відміну від підшипників ротора, статичне навантаження на зачеплення визначається не силою ваги шестірні, а моментом, який передається і часто має динамічну складову через несправності шестерень, що не входять до контрольованого зачеплення. У справному зачепленні є невеликі колівальні сили (кінематичні, параметричні та, достатньо часто, ударні) під час входу кожного зубця в зачеплення. Частота колівальних сил визначається кількістю зубців і частотою обертання шестірні:

$$f_z = f_{ep1} \cdot Z_1 = f_{ep2} \cdot Z_2,$$

де f_{ep1} , f_{ep2} , Z_1 , Z_2 – відповідно, частота обертання вхідного і вихідного валу і кількість зубців ведучої та веденої шестерень.

Частоти проявлення вібрації деталей зубчастих передач при проектуванні визначають за формулами, наведеними у табл. 2.5. Але на практиці для складних конструкцій зубчастих передач (типу колісних редукторів та коробки передач) розрахункові частоти вібрації можуть не збігатися з виміряними на макетах (рис. 2.23). З цього рисунка видно, що по мірі спрацьованості в зачепленнях головної передачі моста трактора та змін у співвідношенні карданних валів приводу прояв частоти зубозачеплення колеса і шестірні змінюються.

Для уточнення частоти проявлення дефекту (несправності) необхідно це уточнення проводити шляхом зміни частоти обертання вала редуктора й аналізу вузькосмугових спектрів вібрації.

Вібрація шестерень на інших частотах не пов'язана з конструктивними особливостями, а визначається технологічними відхиленнями при їх виготовленні (дефектами) або несправностями.

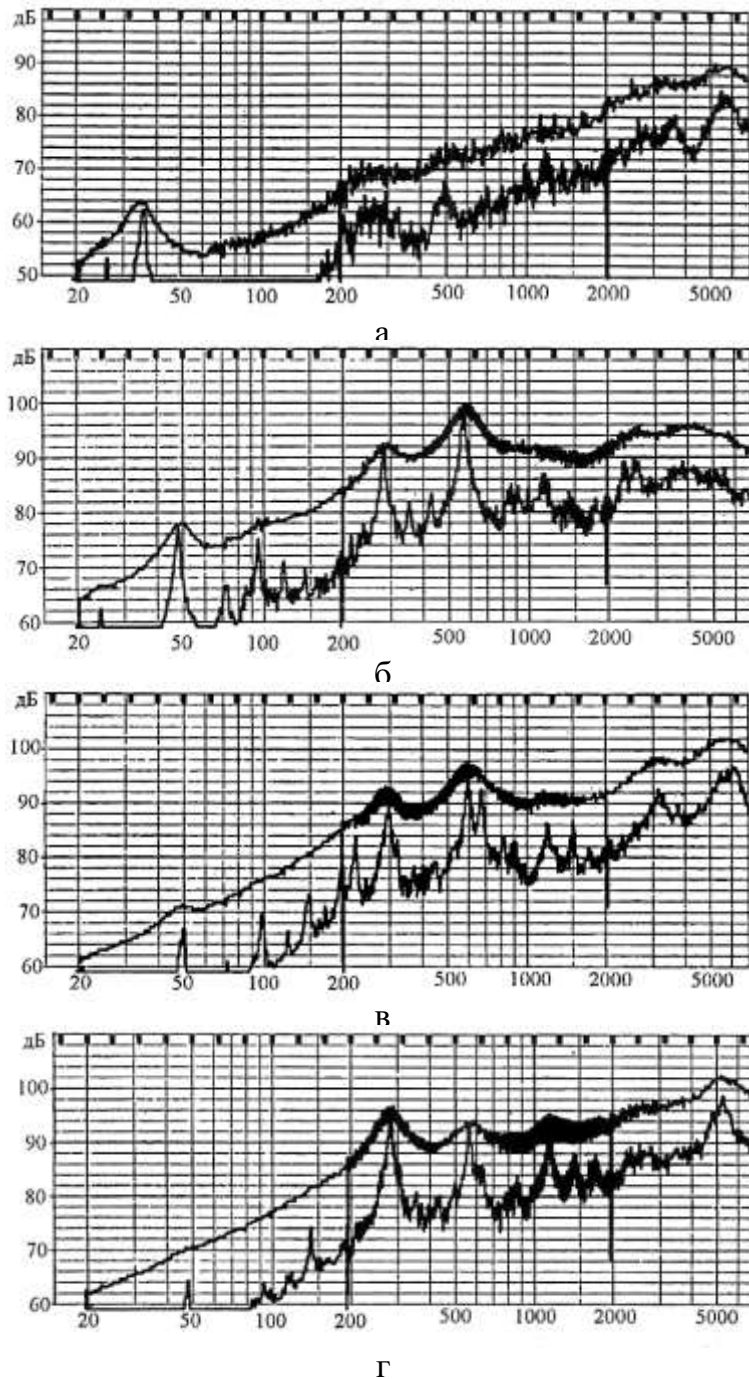


Рис. 2.23. Третьоктавні (23%) та вузькосмугові (3%) спектрограми вібрації головної передачі моста трактора Т-150К:
 а – вихідні рівні після обкатки; б, в, г – за напрацюванням до 290 годин у режимі прискорених ресурсних випробувань

У першу чергу, це дефекти окремого зубця. Тоді один раз за оберт дефектної шестірні виникають сили, які можуть мати різну природу, включаючи кінематичні (плавні нерівності на поверхні зубця, обтяжливості навантаження частини поверхні зубця), параметричні (зміни в жорсткості зачеплення в зоні дефекту) та ударні (різкі зміни форми навантажуваної поверхні). У разі таких дефектів збільшується і низькочастотна і високочастотна вібрація шестерень, але остання не досягає точок контролю вібрації на корпусі редуктора.

Ще одна особливість формування коливальних сил у зачепленні – поява низькочастотних сил при наявності дефектів на обох шестірнях. Це коливальні сили

з частотою $f_{сг}$ є субгармонікою частот обертання обох шестерень. На цій частоті виникають коливальні сили кінематичного, параметричного або ударного походження, але до корпусу редуктора доходять тільки низькочастотні компоненти вібрації, що збурюються цими силами: $f_{сг} = f_{вр1}/k_1 = f_{вр2}/k_2$, де k_1 і k_2 – цілі числа.

Діагностика шестерень и зачеплень виконується за спектрами обвідної високочастотної вібрації, що вимірюється на підшипниках цих шестерень, і за спектрами низькочастотної та середньочастотної вібрації, у яких аналізуються властивості зубцевої вібрації. Основна діагностична ознака дефектів – поява динамічних навантажень на підшипники. Ця ознака працює набагато ефективніше, ніж використовувана багатьма фахівцями ознака – поява ударів у зачепленні. Справа в тому, що при дефектах зубців дуже часто цей удар буває «негативним», тобто навантаження у зачепленні не зростає, а падає. В таких випадках метод виявлення ударів у зачепленні не працює.

У спектрі обвідної вібрації підшипника редуктора (рис. 2.24) при несправностях шестірни, наприклад, у разі неоднорідної спрацьованості зубців з'являються, з одного боку гармонічні складові на частотах, кратних частоті обертання, а з іншого – зубцеві гармоніки з боковими складовими, що відрізняються на частоту обертання.

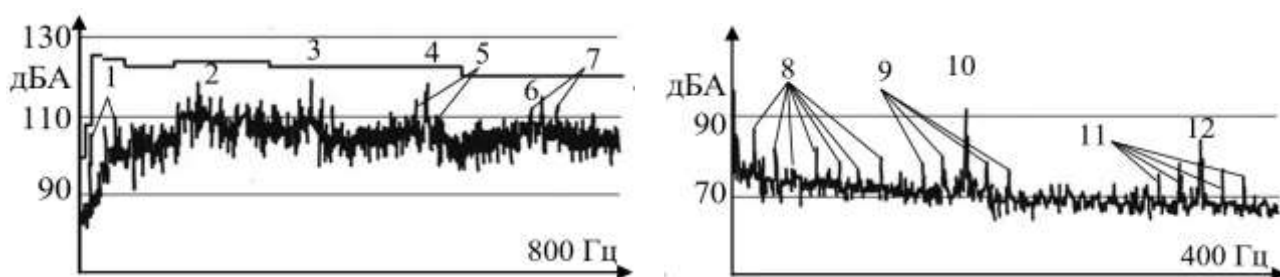


Рис. 2.24. Спектри вібрації підшипника редуктора та її обвідної у разі спрацьованості зубця:

- 1 – $kf_{вр}$; 2 – f_z ; 3 – $2f_z$; 4 – $3f_z$; 5 – $3f_z \pm kf_{вр}$; 6 – $4f_z$; 7 – $4f_z \pm kf_{вр}$; 8 – $kf_{вр}$;
9 – $f_z \pm kf_{вр}$; 10 – f_z ; 11 – $2f_z \pm kf_{вр}$; 12 – $2f_z$;

2.5.8. Вібрації, збурювані електричними машинами

2.5.8.1. Типи коливальних сил, що діють у машинах роторного типу

Тягові електродвигуни транспортних засобів працюють у важких перехідних умовах і є джерелом вібрацій механічного, електромагнітного та аеродинамічного походження (рис. 2.25) [13, 14, 26, 27, 30]. Кожне з указаних джерел вібрації має свій характерний спектр вібрації. Залежно від типу конструктивного виконання і швидкості обертання електричної машини в спектрі вібрації може переважати те чи інше джерело.

Діагностика тягових електродвигунів може успішно використовувати інформацію, що міститься в амплітудній, частотній і фазовій модуляції вібрації, яка виникає через нелінійні або параметричні явища в системі.

Експлуатація автомобіля в міських умовах характеризується «випадковим» характером навантаження на силову установку транспортного засобу. Зокрема, це включає чергування режимів розгону, гальмування, руху з усталеною швидкістю, короткочасні зупинки (затори, світлофори, перехрестя), подолання

підйомів і спусків [31, 32]. У таких умовах автомобілі з двигунцем внутрішнього згоряння (ДВЗ), на відміну від автомобілів з електричним приводом [33], велику частину часу працюють в перехідних режимах, які характеризуються високою витратою пального і викидами шкідливих речовин. Електромобіль в міських умовах працює практично при постійній зміні керуючих впливів на системи автоматичного регулювання (САР), які взаємодіють з електричним двигуном, різними датчиками, акумуляторною батареєю, пристроями для зміни частоти і напруги. Сучасні САР для електричних приводів дають можливість зменшити негативний вплив перехідних процесів на електромобіль.

Основні динамічні сили, що діють в електричних машинах роторного типу і збурюють вібрацію і шум, приведені в табл. 2.6 та рис. 2.25, 2.26.

Таблиця 2.6

Типи коливальних сил, що діють в машинах роторного типу

	Сила	Джерело
1. Механічної природи	Відцентрова	Неврівноваженість ротора
	Кінематична	Нерівність поверхні
	Параметрична	Флуктуація жорсткості валу, підшипників і т. п.
	Сили тертя	Вузли тертя кочення та ковзання
	Удари	Дефектні поверхні тертя
2. Електромагнітної природи	Магнітні	Флуктуації об'єму повітряного проміжку в магнітопроводі
	Електродинамічні	Змінні складові струму та потоку
	Магнітострикційні	Ефект магнітострикції в магнітопроводі
3. Гідро-(аеро) динамічної природи	Підйомні (обтікання)	Рух лопаті в неоднорідному потоці або групи неоднакових лопатей в однорідному потоці
	Сили тертя	Межа потоку та нерухомих частин
	Пульсації тиску	Турбулентність потоку, зрив вихрів, кавітація



Рис. 2.25. Причини та джерела вібрації електромагнітного походження електродвигуна



Рис. 2.26. Причини та джерела вібрації електромагнітного, механічного та аеродинамічного походження асинхронного електродвигуна

Із сил механічної природи слід виділити:

- відцентрові сили, які визначаються нерівноваженістю вузлів, що обертаються;
- кінематичні сили, які визначаються нерівністю взаємодіючих поверхонь і, перш за все, поверхонь тертя в підшипниках;
- параметричні сили, які визначаються перш за все змінною складовою жорсткості вузлів, що обертаються, або опор обертання;
- сили тертя, які далеко не завжди можна вважати механічними, але

майже завжди вони є результатом сумарної дії багатьох мікроударів з деформацією (пружною) контактуючих мікронерівностей на поверхнях тертя;

– сили ударного виду, які виникають при взаємодії окремих елементів тертя, що супроводжуються їх пружною деформацією.

Із сил електромагнітного походження в електричних машинах слід виділити наступні (рис. 2.26):

– магнітні сили, які визначаються змінами магнітної енергії у певному обмеженому просторі, як правило, в обмеженій за протяжністю ділянці повітряного проміжку;

– електродинамічні сили, які визначаються взаємодією магнітного поля з електричним струмом;

– магнітострикційні сили, які визначаються ефектом магнітострикції, тобто зміною лінійних розмірів магнітного матеріалу під дією магнітного поля.

2.5.8.2. Вібрації, що збурюються електромагнітними силами

Асинхронні електродвигуни (АД). Найбільший вплив на вібрацію в електродвигунах (ЕД), здійснюють магнітні сили. Їх дія більш помітна в діапазоні частот від 100 Гц до 5 кГц. Саме в цьому діапазоні спостерігається суттєве збільшення вібрації, тому подальші дослідження будуть спрямовані на усунення їх причин.

Магнітні сили зумовлюють виникнення аксіальної, радіальної і тангенціальної вібрацій електродвигуна. Будь-які збурення в роботі електричної або механічної частини електроприводу призводять до змін магнітного потоку в зазорі АД і, як наслідок, до його амплітудної модуляції, параметри якої визначаються за спектром струму, який споживає електродвигун. Наявність у спектрі струму АД характерних частот визначеної величини свідчить про наявність пошкоджень електричної або механічної частини ЕД та сполученого з ним механічного пристрою. Несправності ротора електродвигуна (такі як обрив стрижнів, приховані дефекти лиття та ослаблення кріплення стрижнів до контактних кілець) проявляються у спектрі струму як два симетричні піки відносно частоти мережі живлення.

Асинхронні електродвигуни мають найширший і найбільш насичений спектр електромагнітних сил, які спричинюють вібрації. У повітряному проміжку асинхронного електродвигуна, окрім основної гармоніки поля, яка створює корисний крутний момент, присутні додаткові гармоніки поля. Ці додаткові гармоніки виникають через наступні фактори:

- несинусоїдальність та несиметрию напруги живлення;
- насичення магнітного сердечника електродвигуна;
- нерівномірність проникності сталі вздовж і поперек магнітного сердечника;
- дискретний розподіл обмоток статора і ротора вздовж їх розточок;
- нерівномірність повітряного зазору, спричинена відкриттям пазів статора та ротора;
- статичний та динамічний ексцентриситет.

Ці фактори призводять до появи додаткових гармонік у спектрі електромагнітних сил, які мають власні амплітуди, частоти та довжини хвиль.

У загальному випадку частота вібрації і шуму, викликана магнітними полями, визначається за формулою:

$$F = f_p \cdot z_2 \cdot k_1,$$

де f_p – частота обертання ротора, Гц; z_2 – кількість пазів ротора; $k = 1, 2, 3$ – порядок гармоніки.

Досить значну роль у створенні вібрації відіграє основна гармоніка поля, яка створює силову хвилю з порядком $R = 2p$ і частотою $f = 2f_0$, де f_0 – частота, напруги; p – кількість пар полюсів.

Значна вібрація зумовлюється роторними зубцевими гармоніками від основної гармоніки поля, що мають порядок:

$$\mu = \pm k \frac{z_2}{p}.$$

При взаємодії цих гармонік зі статорними гармоніками поля виникають радіальні сили з порядком і частотою:

$$f = f_0 \left[2 \pm k \frac{z_2}{p} (1 - S) \right];$$

а для $r = p\mu + \nu$:

$$f = f_0 \left[k \frac{z_2}{p} (1 - S) \right],$$

де ν – порядок статорної гармоніки поля; r – порядок радіальної сили; p – кількість пар полюсів основної гармоніки поля; μ – порядок роторної гармоніки поля; S – ковзання в режимі холостого ходу.

Зубцеві сили можуть створювати значні деформації статора, особливо у разі низьких порядків коливань і можуть при певних частотах обертання ротора збігатися з власною частотою коливання статора. У цих випадках амплітуда деформації та віброакустичного випромінювання істотно збільшується через резонанс, що особливо проявляється у процесі пуску машин і в машинах з широкими межами регулювання частоти обертання [34].

Сили низького порядку виникають, якщо $|z_1 - z_2| = p; p \pm 1; p \pm 2; 2p; 2p \pm 1; 2p \pm 2; 3p; 3p \pm 1$; (z_1 – кількість пазів статора). Сили нульового порядку виникають при $(z_1 - z_2) = 0; p; 2p$. Частота сил дорівнює:

$$f = 2f_0 \left[\frac{z_2}{p} (1 - S) \pm 1 \right].$$

Небезпечна вібрація викликається гармоніками поля при ексцентриситеті ротора, так як у цьому випадку виникає радіальна сила першого порядку, тобто сила одностороннього магнітного тяжіння.

При статичному ексцентриситеті основна частота вібрації дорівнює подвійній частоті мережі живлення, а при динамічному ексцентриситеті частота основної вібрації дорівнює частоті обертання ротора. Статичний ексцентриситет

тет відіграє велику роль у двигунах з $2p = 2$.

Аксіальні сили викликають періодичне розпушування і стискання пакетів шихтованої сталі. Під дією осьових сил може статися зсув пакета ротора відносно пакета статора, що призводить до асиметричного розташування статора і ротора. Тангенціальні сили викликають коливання зубців, які в потужних ЕД досягають великих значень. Під впливом тангенціальних сил може бути пошкоджена ізоляція обмоток, зменшується термін служби ЕД. Радіальні сили призводять до деформації пакета статора і пакета ротора, що в свою чергу призводить до деформації станини. Деформація окремих деталей і вузлів в цілому стає причиною виникнення вібрації всієї конструкції. Інтенсивність цієї вібрації залежить від величини вимушених сил, пружних властивостей матеріалів, які використовуються в ЕД, конструкції та її акустичних властивостей [34].

Виткове замикання в роторах (особливо багатополюсних ЕД) може спричинити істотну вібрацію. Замикання частини обмотки фазного ротора асинхронного ЕД призводить до вібрації з частотою ковзання.

Електрична несиметрія різних видів ЕД призводить до тангенціальних коливань статора, що виявляється особливо на частотах f_p ; $2f_0$; $2pf_p$; $2Sf_0$ [34].

Області ознак електричної несиметрії статора і несиметрії напруги мережі перетинаються, тому при вібродіагностуванні має контролюватися якість напруги мережі.

При великій кількості полюсів віброактивність асинхронного ЕД трохи вища за рахунок зниження жорсткості (при виконанні в одному габариті), а при зміні габариту – за рахунок збільшення відстані від опорної поверхні до осі поворотних коливань. Для ЕД малої потужності при переході від холостого ходу до навантаження збільшення тангенціальної вібрації становить в середньому при $p = 1, 2, 3$ відповідно 2-4 дБ, 4-6 дБ, 8-9 дБ [34].

Основним заходом щодо зниження магнітної вібрації ЕД є дослідження впливу різних форм пазів.

Дефекти виготовлення, складання і спрацьованості електромагнітних систем ЕД розділяти набагато складніше, ніж у механічних системах. При виборі точок і напрямків вимірювання вібрації необхідно враховувати, що в асинхронних ЕД через розбіжність осей і інерцію коливань ротора і статора коливання відрізняються за формою. У результаті, при тангенціальних коливаннях ротора в коливаннях статора будуть присутні радіальні складові і навпаки. Тому точки і напрямки вимірювання сигналу вібрації для вібродіагностичних моделей механічних і електромагнітних систем асинхронного двигуна різні.

2.5.8.3. Діагностика електромагнітних систем електричних машин

Вібраційна діагностика електричних машин дає можливість діагностувати більшість їх дефектів і несправностей [35, 36].

В основі діагностики машин змінного струму лежать методи виявлення складових вібрації електромагнітного й електродинамічного походження, розглянуті раніше (рис. 2.25). Спектри обвідної вібрації для діагностики електромагнітної системи не використовуються.

У разі виявлення однієї частини дефектів, що супроводжуються появою змінних електродинамічних сил і пульсуючих моментів, аналізується вібрація

корпусу у двох напрямках – радіальному і тангенціальному (по дотичній до корпусу) на фланці або на лапах кріплення машини.

При виявленні другої частини дефектів, що супроводжуються зміною радіальних електромагнітних сил, досліджується радіальна вібрація корпусу.

Багато дефектів ротора в електричних машинах призводять до модуляції вібрації та можуть бути легко виявлені однократними вимірами вібрації. До таких дефектів можуть належати дефекти «білячої клітки» та динамічний ексцентриситет повітряного проміжку в асинхронних двигунах.

Так, для контролю стану «білячої клітки» в асинхронному двигуні за пульсуючими моментами необхідно виміряти спектр низькочастотної вібрації з високою роздільною здатністю по частоті (рис. 2.27). При цьому тривалість такого вимірювання може бути досить великою, так як у низки асинхронних двигунів частота ковзання Sf_n , де f_n – частота напруги живлення може складати менше 1% від частоти обертання, особливо при низькому навантаженні.

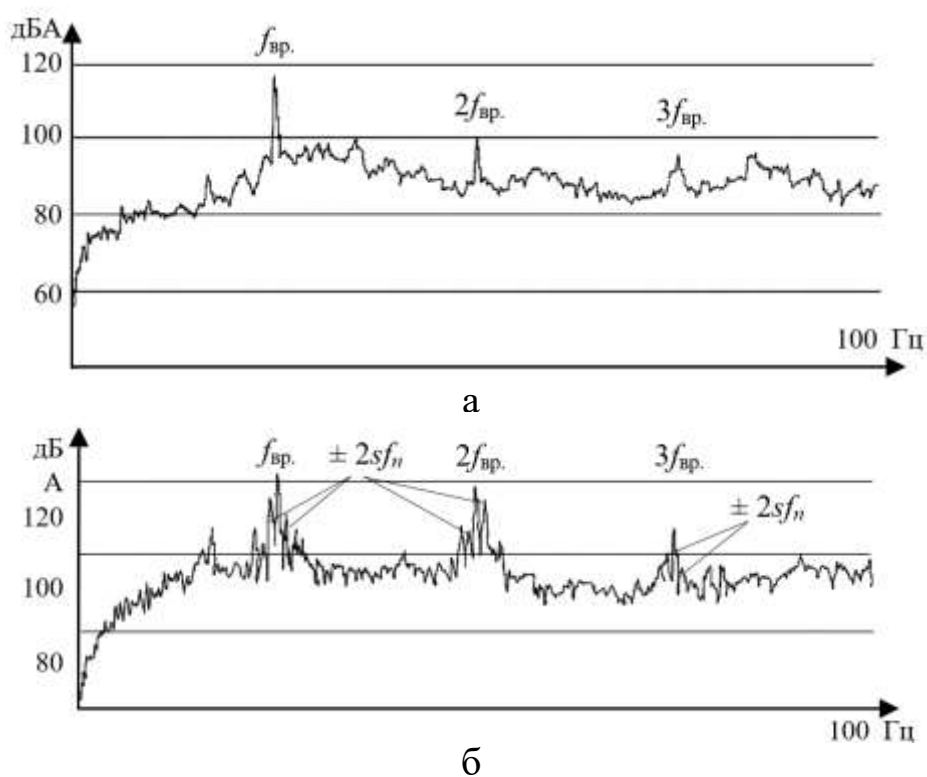


Рис. 2.27. Спектри вібрації асинхронного двигуна без дефектів (а) і з обривом стрижня білкової клітки (б)

Однією з діагностичних ознак такого дефекту є поява пульсуючих моментів з подвійною частотою ковзання $2Sf_n$ і, як наслідок, поява у спектрі вібрації на частотах $kf_{вр}$ бокових складових, що відрізняються на $2k_1Sf_n$.

Діагностичною ознакою динамічного ексцентриситету повітряного проміжку в асинхронних двигунах є наявність несиметричного магнітного поля, що обертається разом з ротором, і, як наслідок, поява амплітудної модуляції зубцевих гармонік вібрації з частотами $k_1f_{вр}$ тобто поява бокових складових у зубцевих гармонік вібрації машини з частотами $kf_z \pm kf_{вр}$. Ця ознака є однаковою для виявлення динамічного ексцентриситету повітряного проміжку в асинхронних двигунах, дефектів системи збурення в синхронних машинах і defe-

ктів обмоток якоря в машинах постійного струму.

На рис. 2.28 приведені спектри вібрації синхронної машини без дефектів і з дефектом обмотки збурення у вигляді короткозамкнутої секції однієї з обмоток. Розширення ліній f_z , $f_z \pm 2kf_n$ зумовлене наявністю бокових складових на $\pm 2kf_{вр}$.

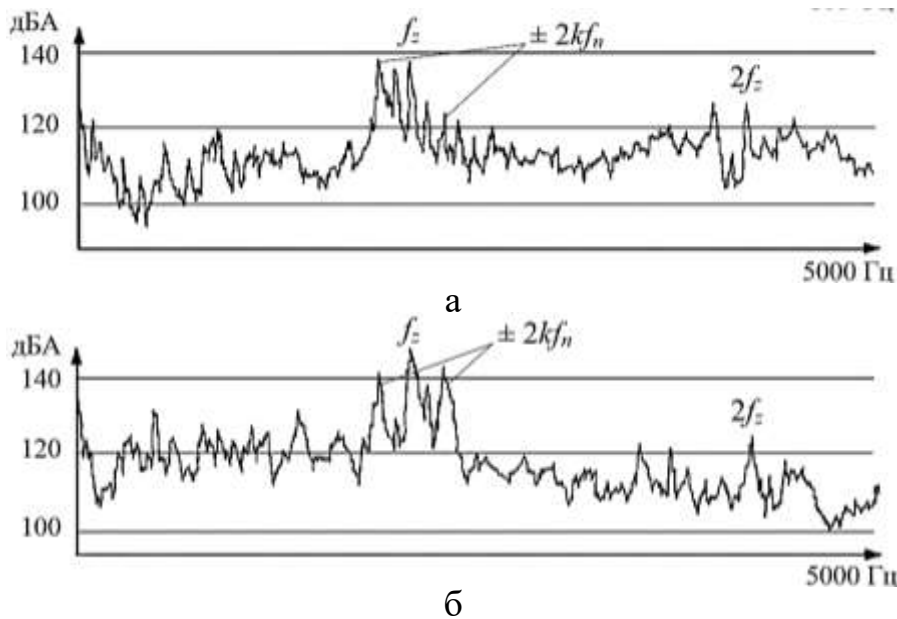


Рис. 2.28. Спектри вібрації синхронної машини без дефектів (а) та з дефектом обмотки збурення (б)

Діагностичною ознакою статичного ексцентриситету повітряного проміжку в машині змінного струму є зростання складових вібрації на частотах, що відрізняються від зубцевих на частоти $\pm k_1 2f_n$, а також зростання радіальної складової вібрації на подвійній частоті мережі живлення. Основний акцент робиться на зростанні складових з частотами $kf_z \pm k_1 2f_n$, оскільки зростання вібрації на частоті $2f_n$ зазвичай виявляється меншим і може бути викликане іншими причинами.

Приклад спектра радіальної вібрації асинхронного двигуна без дефектів та зі статичним ексцентриситетом проміжку приведений на рис. 2.29.

Деякі дефекти обмоток статора призводять до появи пульсуючих моментів у машині. Вони виявляються за співвідношенням тангенціальної та радіальної вібрації на низьких частотах ($2f_n$) в асинхронних двигунах і синхронних машинах.

На більш високих частотах різниця між радіальною та тангенціальною вібрацією зменшується, і тоді дефекти виявляються за зростанням відповідних складових вібрації.

Аналогічним чином виявляються і зміни вібраційного стану машин змінного струму при несиметрії живильної напруги або спотворенні її форми. Розділити несиметрію живлення і дефекти обмоток статора досить складно, і для цього потрібно порівнювати показники кількох машин. Якщо у всіх машин є пульсуючі моменти з частотою $2f_n$, то причиною є несиметрія живлення з мережі.

Частина дефектів ЕМ виявляється тільки за зростанням відповідних складових вібрації, і тому потрібна велика кількість вимірювань для побудови еталона бездефектної машини або по групі, або за їх історією. До таких дефектів частково належать статичний ексцентриситет проміжку в машинах змінного струму, а також механічна невірноваженість ротора та низка інших.

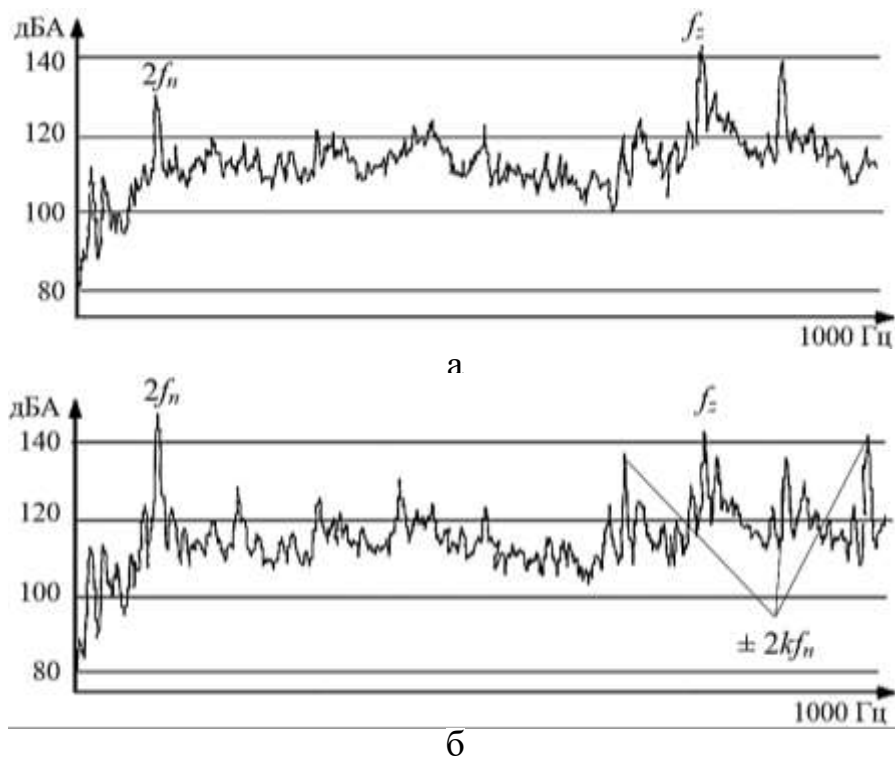


Рис. 2.29. Спектри радіальної вібрації асинхронного двигуна без дефектів (а) та зі статичним ексцентриситетом проміжку (б)

Можливості діагностики машин постійного струму дещо нижчі, ніж машин змінного струму, так як кількість складових вібрації електромагнітного походження у них менша.

За пульсуючими моментами в машині постійного струму можна виявляти обриви в мережі колектора, при цьому з'являються нові складові вібрації на частоті $2kpf_{вр}$. Крім того, якщо в напрузі живлення є змінні складові з частотою f_n , то пульсуючі моменти утворюються з цією частотою і кратними частотами kf_n .

Дефект обмоток якоря і динамічний ексцентриситет проміжку виявляються за модуляцією зубцевої складової вібрації.

Порушення умов комутації призводить до появи або зростання вібрації на колекторних частотах і їх гармоніках.

Найскладніше – це виявити дефекти системи збурення, які призводять до зростання зубцевої вібрації машини постійного струму. Для цього потрібно мати еталон зубцевої вібрації, який слід будувати за групою машин, що працюють з одним навантаженням, так як у багатьох машинах навіть без дефектів існує індивідуальна залежність зубцевої вібрації від величини навантаження.

В машинах змінного струму (АД і синхронних машинах) діючі електромагнітні сили мають свою особливість – їх частота вдвічі вища за частоту магнітного поля, так як вони пропорційні величині магнітного поля не враховуючи його напрямку. Тому основні електромагнітні сили в машині змінного струму мають частоту $2f_n$, де f_n – частота живильної напруги (частота мережі).

Друга за величиною електромагнітна коливальна сила діє на зубцевій частоті. Вібрацію на зубцевій частоті традиційно інколи називають магнітним шумом, але вона не завжди явно виділяється на фоні інших складових, що близькі за частотою. Існує своя особливість формування коливальних сил, що визначаються зубчастістю ротора і статора. Вона полягає в тому, що зубці ротора

входять у поле статора з частотою $f_z = z f_{вр}$, але саме поле – пульсуюче і розкладається на дві компоненти, що обертаються у два різні боки з частотою мережі f_n . Поліусів, під якими знаходяться зубці й одночасно максимум магнітного поля – два, тому сили діють на трьох зубцевих частотах:

$$f_{z1} = z f_{вр}; \quad f_{z2} = z f_{вр} - 2 f_n; \quad f_{z3} = z f_{вр} + 2 f_n.$$

Але форма коливань статора має більш просту форму, ніж форма поля і, відповідно, амплітуда коливань має більшу величину тільки на одній або двох частотах. Усе визначається конструкцією машини, тобто кількістю полюсів і зубців.

У разі строго симетричної обмотки ротора «біляча клітка» електродинамічні сили не мають змінних складових, а формують тільки постійний (робочий) момент. Якщо обмотка, тобто наведені в ній струми несиметричні, то з'являється низькочастотний пульсуючий момент з подвійною частотою ковзання:

$$f_{ск} = f_n 2S,$$

де S – ковзання ротора, $S = (f_n - f_{ер})/f_n$; p – кількість пар полюсів статора.

Якщо поле статора несиметричне, тобто крім поля, що обертається в основний бік з частотою f_n , присутнє погано скомпенсоване поле, що обертається у зворотній бік, то з'являється змінна електродинамічна сила і, відповідно, момент сил з частотою $2f_n$. Це відбувається або у разі несиметрії обмоток статора, або несиметрії мережі живлення.

Але це теж не все. Якщо форма напруги в мережі спотворена, і якщо в машині присутні вищі гармоніки струму в обмотках, то з'являються додаткові складові електромагнітного поля, що обертається, у проміжку з частотами $f = 3k f_n$ і електродинамічні сили і моменти з частотами $f = 6k f_n$.

Слід відмітити ще й додаткові електромагнітні сили, які виникають у разі таких дефектів, як зміна обсягу окремих ділянок повітряного проміжку.

Поява статичного ексцентриситету повітряного проміжку призводить до зростання вібрації (радіальної) на частоті $2f_n$ та збільшення кількості зубцевих гармонік вібрації з частотами $f_z \pm k 2f_n$.

У разі динамічного ексцентриситету проміжку зростає вібрація (радіальна) на частоті обертання ротора $f_{ер}$.

Магнітне насичення активного заліза в зубцевій зоні ротора характеризується зростанням радіальної вібрації машини на частотах $k f_n$, а іноді $6k f_n$.

У разі зсуву ротора в осьовому напрямку зростає вібрація з частотою $2f_n$ у цьому (осьовому) напрямку.

Синхронні машини. Основні відмінності вібрації синхронних машин від асинхронних двигунів такі:

- відсутність вібрації на частотах, кратних частоті ковзання, оскільки у синхронних машинах немає явища ковзання;
- дефекти обмоток збурювання проявляються так само, як і в АД, і проявляють себе як динамічний ексцентриситет повітряного проміжку;
- зубцеві гармоніки вібрації (магнітний шум) формуються зубцями на статорі, а не на роторі;

– у синхронних машинах із явнополюсним ротором з'являється радіальна вібрація на частотах $kpf_{вр}$, де p – кількість пар полюсів.

Машини постійного струму. Відмітною особливістю машин постійного струму є відсутність у них електромагнітного поля, що обертається, тому немає і відповідних складових коливальних сил на подвійній частоті мережі. З тієї самої причини магнітний шум – це одна складова вібрації на зубцевій частоті.

Електромагнітне поле в проміжку машини постійного струму має більш складну форму, ніж у машинах змінного струму з розподіленими обмотками ротора і статора. Це поле формується основними полюсами, і при великому навантаженні значний внесок у поле вносять додаткові полюси. Основна складова вібрації (зубцева гармоніка вібрації) визначається флуктуаціями обсягів окремих ділянок проміжку при обертанні зубчастого якоря. Вона в основному формується на краях основних та додаткових полюсів і значно змінюється в разі будь-яких дефектів магнітної системи. Оскільки зубцева вібрація має високу частоту і переважно росте на полюсі, де відбулися зміни проміжку, велике значення має можливість локалізувати дефектний полюс у великих машинах постійного струму.

Електродинамічні коливальні сили в бездефектних машинах постійного струму відсутні і виникають лише при появі дефектів, перш за все через погані контакти у щітково-колекторному вузлі. Найбільша сила зазвичай виникає при обриві однієї з пластин колектора, і частота пульсуючих електродинамічних сил визначається кількістю розривів кола якоря за оборот (кількістю рядів щіток $2p$), і дорівнює $2kpf_{вр}$. Друга за величиною сила виникає при порушеннях умов комутації струму в щітково-колекторному вузлі і визначається кількістю пластин колектора, яка в деяких машинах може відрізнятись від кількості зубців якоря. У цьому разі гармоніки колекторної вібрації мають частоту $kz kf_{вр}$. Якщо машина постійного струму живиться від випрямляча, то в колі збурення або в колі якоря можуть з'явитися, крім постійного струму, і змінні складові струму з частотами kf_n^* , частіше за все $kf_n^* = kb f_n$. Тоді в машині з'являються електродинамічні сили і вібрація на цих частотах, яка може бути достатньо сильною. Особливо помітна така вібрація при живленні машини від статичних регульованих випрямлячів, на виході яких виникає велика кількість змінних складових напруги різної частоти.

2.5.9. Вібрації, збурювані гідро-, газо-, аеродинамічними силами елементів машин

2.5.9.1. Об'єкти та джерела вібрації

До об'єктів гідро-, газо- та аеродинамічного походження належать вентилятори, компресори, кондиціонери, насоси, гідротрансформатори, гідроциліндри, потоковмісні (гідро-, газо-, аеродинамічні) системи.

Робота вентиляторів турбокомпресорів, повітряних каналів, що використовуються для вентиляції, повітряного нагрівання або охолодження, нагнітання повітря завжди супроводжується шумом в вібрацію. Фізичні причини вібрації та шуму лопатевих апаратів добре вивчені, розроблені методи їх акустичного розрахунку. Шум і вібрація вентиляторів і лопатевих апаратів тісно пов'язані одне з одним.

Причинами вібрацій гідро-, газо- та аеродинамічного походження є процеси газоутворення та газорозподілення в механічних двигунах, нестационарні потоки середовища, різкі перепади тиску, циклічні робочі процеси, перехідні процеси руху робочого середовища з однієї порожнини, наприклад, процес усмоктування в іншу – нагнітальну, турбулентний рух середовища, зміна складу середовища. Основні причини вібрації гідро-, газо- та аеродинамічних джерел вібрації машин і пристроїв приведені на рис. 2.30, 2.31 [12–16].

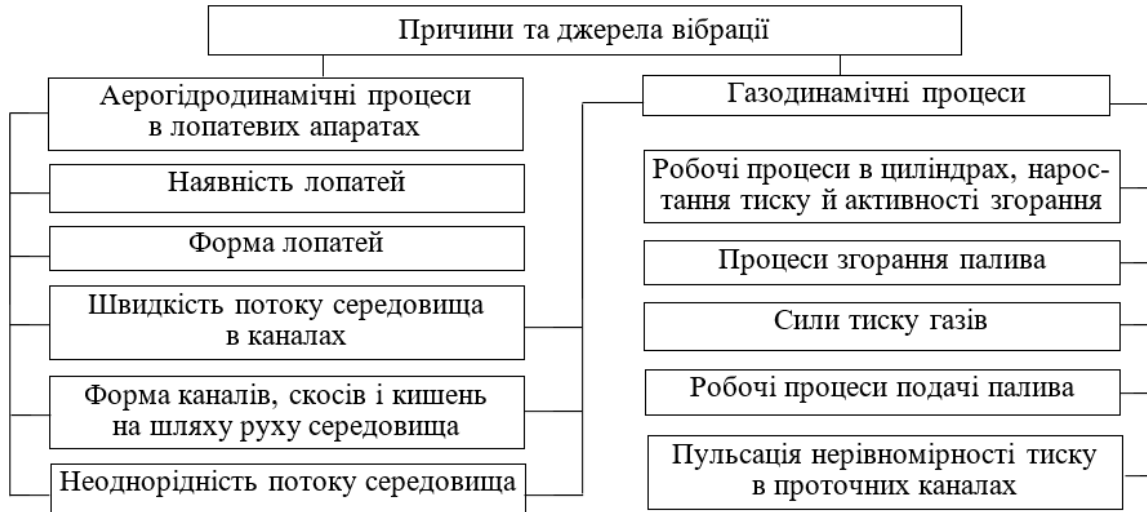


Рис. 2.30. Причини і джерела вібрації аеродинамічного та газодинамічного походження



Рис. 2.31. Причини і джерела вібрації гідродинамічного походження

Вібрація і шум лопатевих апаратів основані на вібрації аеродинамічного та механічного походження, а також на вібрації приводу.

Структурний шум і вібрація, що виникають внаслідок роботи лопатевого апарату, можуть передаватися на опорні конструкції машин та обладнання, а також на повітроводи, які приймають цю вібрацію. Механічна вібрація вентилятора включає в себе вібрацію від дисбалансу в підшипниках, з'єднувальних

муфтах, електродвигуні або інших приводів. Ця вібрація може бути посиленою тим, що вона передається на корпус вентилятора, повітроводи та трубопроводи, і може співпадати з їхніми власними резонансними частотами.

2.5.9.2. Джерела і частоти прояву вібрації аеродинамічного походження

Із сил аеродинамічного походження виділяють (рис. 2.25, 2.30, табл. 2.7):

- **підйомні сили**, тобто сили тиску на тіло, наприклад, на лопать робочого колеса, що рухається у потоці або обтікається потоком;
- **сили тертя** на межі потоку і нерухомих частин машини (внутрішньої стінки трубопроводу тощо);
- **пульсації тиску** в потоці, що визначаються його турбулентністю, зривом вихрив і т. п.

Основні джерела і частоти вібрації, що збурюються аеродинамічними силами вентиляторів і лопатевих апаратів, приведені на рис. 2.30 і в табл. 2.7.

Таблиця 2.7

Основні частоти вібрації і шуму, що збурюються аеродинамічними силами вентиляторів і лопатевих апаратів

Джерела вібрації і шуму	Частота
Зрив вихрив з лопатей	$f = \frac{v}{D} Sh$
Неоднорідність потоку, причина якої – дія лопатей на середовище	$f_n = \frac{zn}{60} k$
Обертання лопатей у неоднорідному потоці	$f = zn$
Комбінаційні частоти вібрації	$f_k = mf_n + kf_0$
Звукова потужність вентилятора	$N = k\rho_0 (C_x \cdot Sh)^2 \cdot u^6 L \frac{D}{c^3}$

Основними причинами вібрації і шуму лопатевих апаратів є зриви вихрив і турбулентних потоків, що набігають на нерухомі елементи конструкцій. Дискретні складові визначаються періодичними змінними силами (пульсація тиску та неоднорідність потоку середовища), що виникають в результаті взаємодії рухомих і нерухомих елементів конструкції лопатевого апарата та трубопроводу. Вихровий шум і вібрація, що виникають в результаті зриву вихрив з лопатей, мають частоту:

$$f = \frac{v}{D} Sh,$$

де v – середня геометрична величина відносної швидкості у даному перерізі; $D = b \sin \alpha + \delta \cos \alpha$ – проєкція лопатей на площину, перпендикулярну v ; b – хорда; α – кут протікання до лопаті, δ – товщина лопатей; $Sh = 0,2$ – число Струхалія.

Місцеві неоднорідності при нагнітанні повітря лопатевими апаратами утворюються через деталі, що погано обтікаються, а також турбулентну пульсацію потоку, що надходить у колесо (вентилятор).

Спектр вібрації, збурюваної вихровим потоком, залежить від перепаду тиску в елементах повітропроводу, геометричної форми його перерізу та швидкості середовища. Вихровий шум може розповсюджуватися по робочому середовищу,

спричиняючи повітряний шум і вібрацію всіх елементів механізму або трубопроводу. Якщо частота зриву вихрів збігається з частотою власних коливань тіла, що обтікається, то може виникнути інтенсивна резонансна вібрація тіла.

Шум граничного шару, турбулентний шум і шум відриву потоку середовища має суцільний спектр. Шум і вібрація, що виникають через нестационарність потоку в корпусі, можуть мати як дискретний, так і безперервний спектр.

За кожною лопаттю напрямного апарата утворюється слід. Тому осьові вентилятори з вхідними напрямними апаратами та багатоступінчасті вентилятори з послідовно з'єднаними робочими колесами мають ясно виражені вібрацію і шум від неоднорідності потоку. В відцентрових вентиляторів вібрація і шум від неоднорідності викликаються великим розміром «язика», що особливо помітно у разі малої кількості лопатей.

Спектри вібрації та шуму від неоднорідності потоку, що створюється дією на середовище, лопаті валу, що рівномірно обертаються, завжди мають дискретні частоти:

$$f_n = \frac{zn}{60} k,$$

де z – кількість лопатей колеса; n – частота обертання, хв^{-1} ; k – номер гармоніки 1, 2, 3....

Комбінаційні частоти f_k вентиляторів і компресорів визначаються за формулою:

$$f_n = m \cdot f_n + k \cdot f_0,$$

де $m = 1, 2, 3 \dots$; f_0 – частота обертання, Гц.

Величина і спектр аеродинамічного шуму і вібрації вентилятора залежать від взаємодії рухомих і нерухомих елементів конструкції, аеродинамічних і механічних параметрів і властивостей мережі повітропроводів. Повороти, трійники, повітророзподільники визначають характер пульсації потоку середовища у повітропроводі.

Зі збільшенням колової швидкості рівень вібрації зростає значно швидше, ніж вихровий шум.

Число Струхалія і частота обертання визначають частоти шуму вентилятора, колова швидкість – середній рівень звукової потужності, а число Гельмгольца – флуктуацію вузькосмугових і дискретних складових.

Звукову потужність вентиляторів можна визначати за формулою:

$$N = k \rho_0 (C_x \cdot sh)^2 \cdot u^6 L \frac{D}{c^3},$$

де k – безрозмірний коефіцієнт, що приблизно дорівнює 0,04; C_x – аеродинамічний коефіцієнт лобового опору; L, D – довжина і діаметр циліндричного стрижня; u – швидкість потоку; c – швидкість звуку; ρ_0 – щільність середовища.

2.5.9.3. Джерела і частоти прояву вібрації гідродинамічного походження

Гідродинамічні джерела вібрації є визначальними для насосів. Однак характер спектрального складу вібрації, її інтенсивність неоднакові для різних типів

насосів. Лопатеві насоси (відцентрові осьові, радіально-осьові, вихрові) мають спектр вібрації, що суттєво відрізняється від спектра вібрації об'ємних насосів (поршневих, гвинтових, шестерінчастих і т. п.), у той час, як природа окремих складових (частота обертання, підшипникові частоти цих насосів) однакова.

В цілому інтенсивність і спектральний склад вібрації та шуму гідравлічної апаратури залежить від перепадів тиску, швидкості робочого середовища, насиченості рідини газом. Увімкнення і вимкнення гідравлічних систем викликає гідравлічні удари – нестационарні короточасні, але інтенсивні коливання. Класифікація основних джерел вібрації гідродинамічного походження приведена на рис. 2.31.

У відцентрових і лопатевих насосах джерелами вібрації гідродинамічного походження слугують:

- явища, пов'язані з обтіканням елементів;
- утворення вихорів на лопатях і дисках, на стінках корпуса і у вихідному патрубку (що і є причиною виникнення вихрового шуму і вібрації);
- утворення граничного шару на стінках проточної частини насоса, що призводить до появи псевдозвуку, який є джерелом вібрації корпуса, а також шуму, що аналогічний вихровому;
- неоднорідність потоку через скінченну кількість лопатей та асиметрії корпуса.

Важливим джерелом шуму і вібрації є:

- процеси кавітацій;
- неоднорідність потоку;
- періодичні коливання об'єму рідини, що транспортується;
- різкі зміни швидкості потоку;
- імпульсні процеси вирівнювання тиску при зіштовхуванні об'ємів рідини з різним тиском;
- вихроутворення в потоці робочого середовища;
- турбулентні пульсації тиску.

В поршневих насосах гідродинамічними джерелами вібрації є:

- явища кавітацій;
- вихроутворення в потоці робочого середовища при обтіканні місцевих опорів;
- пульсації тиску в робочих камерах;
- нерівномірність тиску у всмоктувальному і нагнітальному каналах;
- гідравлічний удар.

В об'ємних роторних насосах вібрація зумовлена майже миттєвим переходом від тиску всмоктування до тиску нагнітання й імпульсним подаванням рідини в напірну магістраль. Інтенсивність вібрації при цьому зростає зі збільшенням:

- тиску нагнітання;
- кількості обертів валу;
- швидкості перекладки поршнів.

До гідродинамічних джерел вібрації гвинтових і шестерінчастих насосів належать:

- турбулентні пульсації потоків робочого середовища;
- вихроутворення в потоці робочого середовища.

У шестерінчастих насосів джерелом вібрації є місцеве підвищення тиску рідини під час переходу міжзубцевої камери через ущільнювальну перемичку. Частота вібрації при цьому дорівнює добутку частоти обертання на кількість камер (зубців).

Друга причина вібрації шестерінчастих і гвинтових насосів полягає в неповному заповненні рідиною міжзубцевих камер, що є причиною появи пульсуючих радіальних навантажень на робочі органи, а також пружних деформацій і геометричних похибок зубців. Інтенсивність і спектральний склад вібрації і шуму гідравлічної апаратури залежать від:

- перепадів тиску;
- швидкості робочого середовища;
- насиченості рідини газом.

Джерела вібрації гідродинамічного походження і їх частоти представлені в табл. 2.8.

Таблиця 2.8

Основні джерела вібрації гідродинамічного походження

Джерело вібрації і шуму	Частота, Гц
Число кавітації потоку рідини	$\sigma = \frac{P_s - P_n}{0,5\rho \cdot v^2}$
Коливання газових бульбашок у рідині	$f = \frac{(k \cdot T \cdot p_0)^{1/2}}{2\pi \cdot R}$
Резонансна частота бульбашок газу: – у разі сильного перемішування – у разі атмосферного тиску	$f = 0,3 \left(\frac{\gamma \cdot p_0}{R \cdot \rho} \right)^{1/2}$ $f = 3,26 / R$
Зрив вихорів у потоці середовища	$f_{CP} = \frac{Sh \cdot V}{d}$
Турбулентність потоку	$p \approx \frac{\rho \cdot V^6}{c^3} l^2$
Пульсація потоку	$\bar{p} = 6 \cdot 10^{-3} \left(\frac{\rho \cdot V^2}{2} \right)$

Далі розглядається фізична природа деяких з перерахованих гідродинамічних джерел вібрації.

Кавітаційні явища. Кавітація належить до найпотужніших за інтенсивністю вібрацій. Вона пов'язана з утратою рідиною міцності на розрив при зменшенні в ній тиску нижче за певну межу та виникненням порожнин, заповнених газом, повітрям або парою. Процес кавітації надзвичайно складний і відбувається у звичай на резонансних частотах, що визначаються розмірами бульбашок [37, 38].

Кавітація виникає, якщо в деякій області потоку робочого середовища тиск стає рівним критичному або нижче нього, відповідного приблизно тиску насиченої пари p_n . В областях осередків кавітації (бульбашок повітря) утворюються порожнини, заповнені парою. При зростанні тиску навколишнього середовища кавітаційні бульбашки починають різко руйнуватися (захлопуватися). Такий процес супроводжується значним виділенням вібраційної енергії. Початкові стадії кавітації проявляються в діапазоні частот від 1 кГц до 10 кГц.

Початок парової кавітації чітко проявляється в діапазоні частот від 5 кГц до 30 кГц. Подальший її розвиток призводить до інтенсивної вібрації в широкому діапазоні частот з порівняно низькими частотними складовими.

Число кавітації σ оцінюється у відповідності з таким виразом:

$$\sigma = \frac{p_s - p_n}{0,5\rho V^2},$$

де p_s – статичний тиск незбуреного потоку; ρ – щільність робочого середовища; V – характерна швидкість потоку.

Поява кавітації залежить не тільки від числа кавітації, але й від вмісту повітря в робочому середовищі. Якщо вміст повітря високий, то кавітаційні явища виникають при більш низьких швидкостях потоку середовища. Газові бульбашки, що виникають у рідині, мають певну підйомну силу (відповідну їх розмірам) і починають спливати, при цьому частина їх зливається, збільшуючись у розмірі, частина знову розчиняється, і всі вони коливаються переважно на власних частотах, що визначаються виразом:

$$f = \frac{(k \cdot T \cdot p_0)^{1/2}}{2\pi \cdot R},$$

де p_0 – статичний тиск; R – радіус бульбашки; k – постійна середовища; T – температура.

Резонансна частота бульбашок при сильному перемішуванні середовища:

$$f = 0,3 \left(\frac{\gamma \cdot p_0}{R \cdot \rho} \right)^{1/2},$$

де R – радіус бульбашки, м; ρ – щільність газу в бульбашці; p_0 – статичний тиск всередині бульбашки; γ – відношення теплоємностей при постійному об'ємі та тиску.

У разі атмосферного тиску:

$$f = 3,26 / R.$$

У стаціонарному, безвихровому потоці розрізняють дві форми кавітації: бульбашкову і ламінарну. У разі бульбашкової кавітації бульбашки рівномірно рухаються з потоком середовища уздовж тіла, що обтікається, розширюючись, захоплюючись та розсіюючись.

У разі ламінарної кавітації бульбашки, що виділяються у великій кількості утворюють уздовж тіла, що обтікається, двофазні області (рідина-газ), які мають шарувату форму.

При дії елементів, що обертаються, у рідині виникають профільна і вихрова форми кавітації, які утворюються на поверхні лопатей, наприклад, насосів у разі достатніх колових швидкостей.

Для профільної кавітації характерне утворення на тілі, що обтікається, прозорої або непрозорої каверни. Каверна розвивається біля вхідної кромки тіла, що обтікається, і заповнена бульбашками. Вихрова кавітація спостеріга-

ється в центрах вихорів, що утворюються на кінцях лопатей (наприклад, в осьових насосах).

Кавітаційний процес має сильний ерозійний вплив, унаслідок чого еродують лопаті насосів, елементи трубопроводів, де кавітація виникає при обтіканні колії та клапанів. Кавітаційний шум проявляється навіть на ранній стадії кавітації, коли робочі характеристики насосів, клапанів ще практично не погіршуються. Вібрація, зумовлена кавітаційними явищами, проявляється в широкому діапазоні частот. Найбільшу потужність мають профільна і вихрова кавітація.

Явище кавітації в трубопроводах виникає, коли статичний тиск у потоці падає нижче тиску насиченої пари рідини. Реальна рідина не може сприймати розтягуючих зусиль, що виникають у разі падіння тиску в ній нижче за тиск насиченої пари, тому відбувається її закипання й порушується суцільність потоку з утворенням численних парових бульбашок і стійких каверн, що примикають до стінок. Якщо захоплення бульбашок відбувається поблизу стінки ємності, клапана, лопаті тощо, то послідовні гідравлічні удари руйнують їх поверхневий шар, утворюючи гідравлічні клини в результаті проникнення часток рідини в найдрібніші пори матеріалу деталей, тобто виникає кавітаційна ерозія.

На ранніх стадіях кавітація проявляється у високочастотній області спектра: наступні стадії розширяють спектр в область середніх і низьких частот. У разі сильної кавітації вібрація, що виникає, з руйнівною силою впливає на матеріал і може призвести до аварійного стану машини, механізмів.

Вихроутворення в потоці робочого середовища. При обтіканні тіла циліндричної форми потоком рідини, починаючи з певних значень числа Рейнольдса $Re = Vd/\nu$ (де d – діаметр циліндра; ν – кінематична в'язкість рідини), в потоці починається утворення і зрив вихорів з поверхні тіла. Зрив вихорів призводить до виникнення змінних сил, що діють перпендикулярно напрямку потоку з частотою зриву вихорів.

Частота зриву вихорів (доріжки Кармана) і, відповідно, частота породжуваних вібрації та звуку визначається за допомогою такого співвідношення:

$$f_{CP} = Sh \cdot V / d,$$

де Sh – число Струхалія; V – швидкість потоку, що набігає на тіло.

Число Струхалія для тіла, яке погано обтікається, визначається за формулою:

$$Sh = 0,195(1 - 20,1 / Re).$$

Оскільки характерні швидкості та розміри змінюються від перерізу до перерізу лопаті, спектр вібрації від вихроутворення в лопатевому апараті стає широкосмуговим.

Частотний діапазон, у якому найбільш виразно сприймаються вихроутворення, тим ширший, чим вище число Рейнольдса і турбулентність потоку. Явище зриву вихорів найповніше досліджене для кругового циліндра в потоці середовища, що набігає перпендикулярно до його осі. Встановлені характерні форми поля потоку середовища і відповідні значення чисел Рейнольдса:

– у діапазоні $4 < Re < 40$ зрив вихорів не відбувається, утворюється стійка пара вихорів, що не відриваються від циліндра і не створюють змінних тисків;

- у діапазоні $40 < Re < 200$ в потоці утворюється регулярний зрив вихорів, які, рухаючись з потоком, утворюють вихрову доріжку Кармана;
- у діапазоні $400 < Re < 10^5$ зрив вихорів супроводжується зародженням турбулентних пульсацій швидкості, що призводять до руйнування вихорів;
- у діапазоні $Re > 3 \cdot 10^5$ спостерігається періодичний зрив вихорів, потік є турбулентним вже на циліндрі.

Утворення вихорів зумовлене автоколивальним процесом. На тіло, що обтікається, діють поперечні пульсаційні сили (з амплітудою порядку сил опору), пропорційні динамічному тиску потоку та площі тіла. Вихор, що наближається до твердої стінки або переміщується уздовж неї, може бути джерелом шуму і вібрації, оскільки він спричиняє зміну тиску на стінки.

Однак при зменшенні швидкості течії нерідко спостерігається явище «захоплення» вихорів звуковими коливаннями з частотами власних коливань. Цим режимам відповідає закон четвертого степеня:

$$p \approx \frac{\rho}{c} V^4 \zeta \cdot D,$$

де ζ – характерний розмір профілю.

Можливі проміжні випадки, коли одночасно діють закони шостого та четвертого степеня. Приведена формула справедлива також для вібрації і шуму обтікання ламінарним потоком (потоком з невеликою турбулентністю), інших деталей з формою, що погано обтікається, а також у значному степені й для тіл, що добре обтікаються.

При обтіканні профілю турбулентним потоком випромінюється шум і виникає вібрація з широкосмуговим спектром. Установлено, що низькочастотні складові спектра випромінювання мають характер:

$$p \approx \frac{\rho V^6}{c^3} \zeta^2,$$

а високочастотні:

$$p \approx \frac{\rho V^5}{c^2} \zeta^2.$$

Турбулентні пульсації тиску в потоці робочого середовища. Потік робочого середовища, що рухається уздовж поверхні твердого тіла, при певних числах Re переходить у турбулентний стан. У разі турбулентного потоку в граничному шарі товщиною δ ($\delta = 0,37\zeta(R_e)^{-1/5}$, де ζ – масштаб турбулентності), спостерігаються сильні пульсації тиску. Вплив на поверхню тіла пульсацій тиску призводить до виникнення вібрації. Ефективне значення змінного тиску \bar{p} дорівнює:

$$\bar{p} = 6 \cdot 10^{-3} (1/2 \cdot \rho V^2).$$

Спектр вібрації тіла, що обтікається, аналогічний спектру пульсацій тиску на стінки. Причиною зміни тиску в граничному шарі вважається періодичне руйнування елементарних вихорів, розміри яких можна порівняти з товщиною граничного шару. Квадрат середнього квадратичного тиску, що відображає інтенси-

вність вібрації, залежить в четвертій ступені від швидкості потоку, отже, амплітуда пульсацій тиску визначається динамічним тиском. Спектр вібрації поверхні, що обтікається, схожий на спектр пульсацій тиску на стінках.

Зони різних тисків у граничному шарі розташовуються близько одна від одної, тому вібраційна енергія турбулентного граничного шару не є визначальною. Суттєва вібрація від турбулентних пульсацій тиску може виникати на порівняно тонких стінках.

У лопатевих насосах турбулентні пульсації тиску порівняно з іншими гідродинамічними джерелами вібрації мають другорядне значення.

2.5.9.4. Діагностичні ознаки дефектів і несправностей у спектрі вібрації

Сили гідродинамічного походження, в основному, мають ту саму природу, що і в газовому середовищі, але до них додаються ще й пульсації тиску через кавітацію, яка за певних умов може виникати в потоці рідини.

До вузлів, що вимагають детальної діагностики в машинах роторного типу належать і робочі колеса насосів, турбін, компресорів і вентиляторів. Як уже відмічалось, їх діагностика пов'язана з аналізом пульсації тиску в рідині (газі) або вібрації корпусу машини, що збурюється ними.

Для діагностики дефектів і несправностей лопатевих вузлів і нестійких режимів їх роботи застосовуються методи прямого спектра, спектра обвідної, кепстра.

Оскільки основним методом аналізу високочастотних випадкових шуму і вібрації є аналіз спектра обвідної, то на нього і робиться упор під час діагностики робочих коліс. У результаті такого аналізу виявляється бій робочого колеса, дефекти окремих лопатей (лопаток), підвищена турбулентність потоку і кавітація в рідині. Але для цього необхідно вимірювати спектр обвідної вібрації корпусу у безпосередній близькості від лопатей (лопаток) діагностованого робочого колеса. В насосах і компресорах ці завдання вирішуються просто, а в турбінах їх вирішувати значно складніше, так як корпус турбіни зазвичай має теплоізоляційний кожух, який дуже складно знімати.

У разі появи несправності (дефекту) типу бою колеса буде відбуватися модуляція поля крайкових слідів. Частота модуляції буде дорівнювати частоті обертання ротора. Тому у разі подібного дефекту в районі лопатевої складової з частотою $f_l = Z_l \cdot f_p$ (де Z_l – кількість робочих лопаток робочого колеса) будуть спостерігатися бокові складові з частотами $f_b = Z_l \cdot f_p \pm f_p$, що схоже на прояв аеродинамічного дисбалансу.

Достовірність діагнозу робочого колеса різко збільшується, якщо крім спектра обвідної робочого колеса вимірювати і спектр низькочастотної вібрації корпусу машини або підшипникового вузла. У цьому разі за даними аналізу лопатних (лопатевих) складових вібрації та вібрації на частотах, кратних частоті обертання, можна значно точніше визначити величину дефекту.

Діагностичною ознакою дефектів лопатей є зростання НЧ вібрації на гармоніках $kf_{вр}$ (тобто одна з ознак бою робочого колеса). Це супроіоджується зростанням гармонік з тими самими частотами у спектрі обвідної вібрації. Рівні цих гармонік можуть перевищувати рівні лопатевих гармонік. Можлива поява і бокових складових у лопатевих гармонік у спектрах вібрації та її обвід-

ної. Основною відмінністю ознак дефектів лопатей від бою робочого колеса вважається переважне зростання гармонік $kf_{вр}$ у спектрі обвідної вібрації корпусу, а, якщо машина має кілька робочих коліс, переважне зростання гармонік $kf_{вр}$ у спектрі обвідної вібрації корпусу біля дефектного колеса, а не всіх коліс, насаджених на один вал. У якості ілюстрації можливостей виявлення і розділення бою робочого колеса і дефекту лопатей, на рис. 2.32 приведені спектри вібрації корпусу двох багатоступінчастих компресорів, в одному з яких є бій робочого колеса, а в другому – дефекти лопатей одного з робочих коліс.

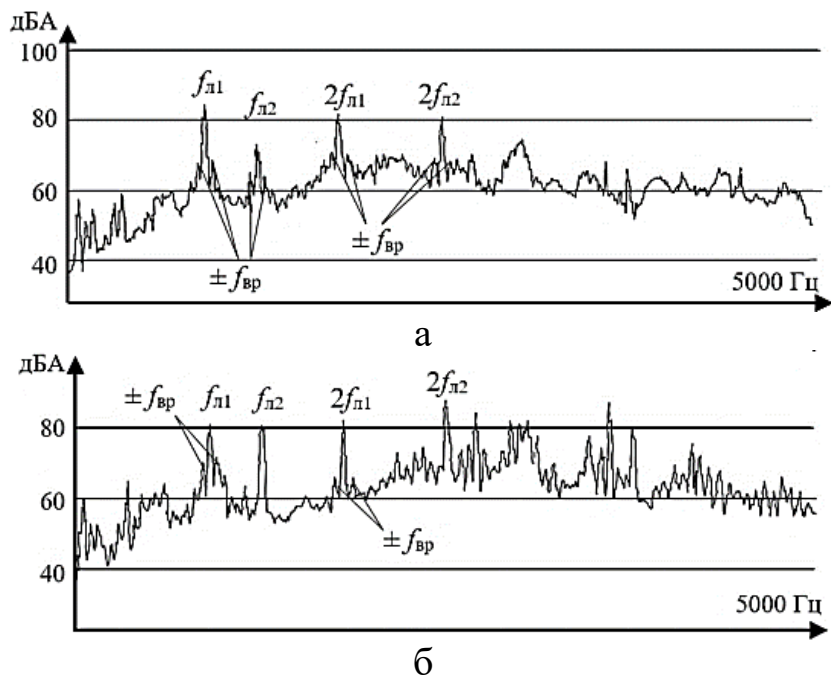


Рис. 2.32. Спектри вібрації багатоступінчастого компресора з боєм робочого колеса (а) та з дефектом лопаті (б)

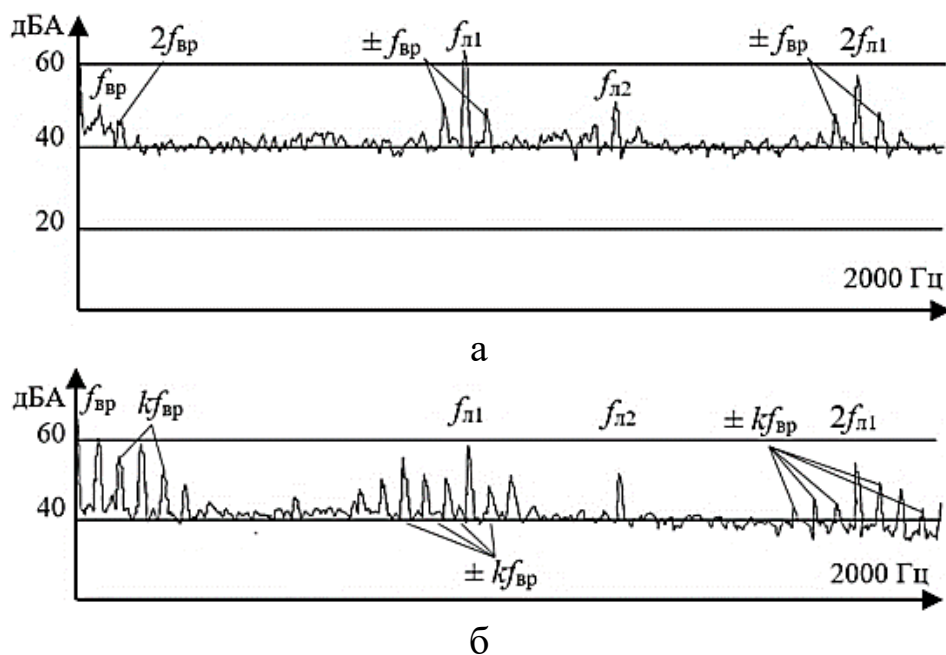


Рис. 2.33. Спектри обвідної вібрації багатоступінчастого компресора з боєм робочого колеса (а) та з дефектом лопаті (б)

В обох спектрах виявляються ознаки бою і дефектів лопатей, а саме, поява бокових складових вібрації у лопатевих гармонік (складові з частотами $kf_{л} \pm k_1f_{вр}$). Але у разі бою вала з робочими колесами бокові складові виявляються відразу у двох лопатевих складових, а у разі дефектів лопатей – тільки в однієї.

Якщо ж бій має тільки одне з робочих коліс, завдання ідентифікації виду дефекту ускладнюється. У цьому разі необхідно приймати рішення за даним вимірювання спектра обвідної ВЧ вібрації. На рис. 2.33 приведені спектри обвідної вібрації тих самих ступенів двох компресорів, спектри вібрації яких приведені на рис. 2.32. У спектрах обвідної вібрації у разі дефектів лопатей число складових з частотами $kf_{вр}$ і їх рівень значно вищий, ніж у разі бою робочого колеса.

2.5.10. Вібрації, збудовані двигунами внутрішнього згорання

2.5.10.1. Джерела і причини вібрації

Будь-який двигун є одночасно і джерелом збуджувальних сил, і своєрідним перетворювачем цих сил в деякий параметр коливань на опорі (виході).

Цю умову можна записати у вигляді:

$$A(\omega) = L(\omega) \cdot F(\omega)$$

де $A(\omega)$ – параметр коливань; $L(\omega)$ – оператор перетворення; $F(\omega)$ – силова функція.

Для зменшення параметра коливань необхідний вплив як на величину збуджувальних сил, так і на оператор перетворення. Оператор перетворення характеризує конструкцію з точки зору сприйнятливості до змінних за часом впливу та перетворенням впливу в параметр коливань на лапі двигуна. Очевидно, що оператор перетворення повністю визначається конструкцією двигуна.

Силова функція визначається процесами, що відбуваються у двигуні. Таким чином зниження віброактивності двигунів здійснюється як шляхом удосконалення конструкцій і пошуком матеріалів для покращення динамічних властивостей двигуна, так і в опрацюванні робочого процесу з метою зменшення збуджувальних сил.

Періодичні збуджувальні сили можуть бути розділені на дві основні категорії: *сили тиску газів* при згоранні пального в циліндрах і *сили, що супроводжують робочі процеси* – удари та тертя в рухомих сполученнях, неврівноважені сили інерції.

Сили першої категорії визначають задані енергетичні параметри процесу і не можуть бути довільно зменшені.

У той же час сили, що супроводжують робочі процеси, необхідно доводити до мінімуму з метою удосконалення віброакустичних та енергетичних характеристик двигуна.

Причинами вібрації двигунів є недостатня жорсткість деталей і вузлів, недостатнє відлаштування частот вільних коливань елементів і вузлів від частот дії збуджувальних періодичних сил, недостатнє використання внутрішніх засобів вібропоглинання та віброізоляції.

Основними причинами вібрації, що виникає в процесі експлуатації, є розбалансування та розцентровка деталей, температурні перекося елементів і вузлів.

Відцентрові сили інерції в площині кожного циліндра можна зменшити зрівноважуванням неврівноважених частин, що обертаються, за допомогою противаги. Сили інерції 1-го та 2-го порядків, створювані частинами кривошипно-шатунного механізму двигунів, що рухаються зворотно-поступально, не можна зменшити простою установкою противаги, що обертається, так як ці сили діють тільки по осям циліндрів двигуна.

Для зрівноважування цих сил використовують спеціальні пристрої, які є системою противаги, що приводяться в обертання через зубчасті передачі. Нерівномірність крутного моменту для багатоциліндрових двигунів є причиною їх низькочастотної вібрації. У багатоциліндрових чотиритактних двигунах при рівних інтервалах між спалахами головними гармоніками перекидного моменту будуть гармоніки, що дорівнюють половині кількості циліндрів або кратні. У двотактних двигунах головні гармоніки дорівнюють кількості циліндрів і кратні їм. Наприклад, для шестициліндрового чотиритактного двигуна головні гармоніки – 3, 6, 9 і т. д., для шестициліндрового двотактного двигуна головні гармоніки перекидного моменту – 6, 12, 18, ... Змінна складова перекидного моменту може бути дещо зменшена шляхом зменшення максимального тиску в циліндрі P_z та відношення максимального тиску до тиску стиснення P_z/P_c . Застосування наддування дає можливість збільшити рівномірність крутного моменту.

Одним із суттєвих чинників, що визначають вібрацію двигунів, є процеси, які відбуваються у період запалювання та згорання пального. Тому організація процесів запалювання та згорання сильно впливають на загальний рівень і спектральний склад вібрації двигуна. Перебіг процесу згорання характеризується швидкістю наростання тиску. В період згорання, що характеризується різким підвищенням тиску в циліндрі, деталі двигуна зазнають сильних динамічних навантажень. Інтенсивність цих навантажень характеризується не тільки швидкістю наростання тиску, але й тривалістю дії максимальних швидкостей наростання тиску.

Крім того, в періоди, що йдуть за процесом швидкого наростання тиску, відбуваються високочастотні газодинамічні коливання газів у циліндрі двигуна.

Амплітуди високочастотних газодинамічних коливань залежать, в основному, від «жорсткості» роботи двигуна, організації сумішоутворення і згорання пального в циліндрі.

Частота коливань, спричинених ударною хвилею під час запалювання, характеризується, в основному, швидкістю розповсюдження ударної хвилі і лінійними розмірами камери згорання. Одним з основних чинників, що визначають перебіг процесу згорання, є конструктивна форма виготовлення камери згорання.

Створення напіврозділених камер, що забезпечують плівкове сумішоутворення, або камер у поршні з об'ємно-плівковим сумішоутворенням є одним з основних методів зниження вібрації від процесу згорання.

Крім того, вібрація двигуна від процесу згорання суттєво залежить від періоду затримки запалювання, тому всі чинники, які при інших рівних умовах скорочують період затримки запалювання, тим самим зменшують вібрацію двигуна від процесу згорання.

Наддування підвищує тиск і температуру повітря в циліндрі, тому період затримки запалювання скорочується. Підвищення температури води, що виходить, також скорочує період затримки запалювання. Відомо, що у разі зворотно-поступального руху поршня всі ланки циліндропоршневої групи сприймають змінні навантаження. Ці навантаження досягають значних величин і мають ударний характер, спричиняючи інтенсивні коливання двигуна в широкому діапазоні частот. В основному, вібрації двигуна, зумовлені роботою циліндропоршневої групи, виникають від перекладки поршнів і тертя поршневих кілець.

Рівень вібрації від ударів поршнів об циліндрові втулки залежить від матеріалу втулки, її маси і жорсткості, від характеру площі зіткнення при ударах, величини випромінюваних поверхонь блока. Вібрації циліндрових втулок двигунів передаються на блок і кришку циліндрів, розповсюджуються по конструкції двигуна і передаються на фундамент.

Причинами вібраційних коливань механічних систем є співударі в кінематичних парах, процеси тертя, невірноваженість деталей, що зміщуються та ін. Основні джерела вібрації, збуджуваної дефектами складання та монтажу і несправностями підшипникових вузлів кочення, зубчастих передач і підшипникових вузлів ковзання двигунів внутрішнього згорання та їх вібраційні діагностичні ознаки частково представлені рис. 2.13, 2.21, 2.22, 2.24, 2.25.

Причинами вібрації гідро-, газо- та аеродинамічного походження є процеси газоутворення і газорозподілення в механізмах двигуна, нестационарні потоки середовища, різкі перепади тиску, циклічні робочі процеси, перехідні процеси руху робочого середовища з однієї порожнини, наприклад, процес усмоктування, в іншу, нагнітальну, турбулентний рух середовища, зміна складу середовища. Основні причини вібрації гідро-, газо- та аеродинамічних джерел вібрації, їх вібраційні параметри й ознаки приведені на рис. 2.30, 2.31. Джерела вібрації механічних, аеродинамічних та електромагнітних систем електричних машин приведені на рис. 2.25, 2.26.

2.5.10.2. Складові спектра низькочастотної вібрації

Вібрація силової установки виникає внаслідок ударних процесів у сполученнях шатуна з поршнем, у підшипникових вузлах шатунних і корінних шийок колінчастого вала двигуна. У парі циліндр-поршень завжди можливий удар, так як бокова сила багатократно змінює знак за цикл роботи двигуна (удар під час перекладки поршня). Удари супроводжують також роботу механізму газорозподілення. Вони зумовлені наявністю зазорів у групах втулка-клапан і клапан-коромисло. Рівень вібрації залежить від розміру зазора (зростає з його збільшенням) і прискорення деталей, що співударяються.

У спектрі частот вібрації силового агрегату у разі нерухомої колісної машини є складові, викликані перекидним моментом (непостійність крутного моменту ДВЗ), невірноваженими силами інерції рухомих мас кривошипно-шатунного механізму та їх моментами, невірноваженістю деталей, що обертаються, складеного двигуна, а також робочими процесами в його циліндрах.

При роботі двигуна на режимі холостого ходу з малою частотою обертання колінчастого вала загальний рівень вібрації силового агрегату визначається рівнем основної гармоніки перекидного моменту двигуна. Зі збільшенням час-

тоти обертання колінчастого вала двигуна у спектрі коливань силового агрегату зменшується рівень складових, зумовлених дією перекидного моменту, і зростає рівень складових, спричинених неврівноваженими силами інерції і моментами цих сил.

Частоти гармонічних складових спектра вібрації ДВЗ можна представити такими рядами:

$$v_{\partial 1} = k_1 \cdot \frac{n_{\partial}}{60}; \quad v_{\partial 2} = k_2 \cdot v_{\partial \partial},$$

де $k_1=0,5 \cdot k_2$ і $k_2=1, 2, 3, \dots$ – відповідно перший (для чотиритактних двигунів) і другий числові ряди; n_{∂} – частота обертання колінчастого вала двигуна; $v_{\partial \partial}$ – частота зміни сумарного перекидного моменту двигуна.

Складові першого ряду викликані неврівноваженими силами або моментами сил інерції першого ($k_1 = 1$) і другого ($k_1 = 2$) порядку, а також недосконалістю форм деталей двигуна і робочого процесу в його циліндрах. Неоднаковий перебіг робочого процесу в окремих циліндрах зумовлює виникнення будь-якої складової з цього ряду, але особливо на нижчій гармоніці ($k_1 = 0,5$). Неврівноваженість деталей, що обертаються з кутовою швидкістю колінчастого вала, відбивається на складовій, для якої $k_1 = 1$. Неврівноваженість шестірні розподільного вала є причиною складової, що відповідає $k_1 = 0,5$. Складові спектра з частотами $f_{\partial 2}$ зумовлені головними гармоніками сумарного перекидного моменту: першій (основній) гармоніці відповідає $k_2 = 1$, другій і третій $k_2 = 2$ і $k_2 = 3$. Більш високі гармоніки перекидного моменту двигуна зазвичай у спектрі частот вібрації відсутні.

На рис. 2.34 приведений спектр вертикальних віброзміщень z_{∂} силового агрегату з дизелем. При частоті обертання колінчастого вала $n_{\partial} = 800 \text{ хв}^{-1}$ найбільший рівень у спектрі коливань має основна гармоніка перекидного моменту з частотою 20 Гц. У спектрі вібрації виділяються ще дві гармоніки з частотами 40 Гц і 60 Гц, а також складова, причиною якої є неврівноваженість обертальних мас, з частотою 13 Гц і компонента з частотою 7,5 Гц.

Порівнюючи спектри віброзміщень, можна визначити збудювальні чинники, які збільшують коливання силового агрегату з підвищенням навантаження двигуна.

У разі повного навантаження двигуна віброзміщення силового агрегату більші, ніж на режимі холостого ходу – у 2 рази, перш за все, внаслідок збільшення рівня гармонік перекидного моменту двигуна з частотою 20 Гц і 40 Гц.

Слід відзначити, що склад спектрів амплітуд віброшвидкості та віброприскорення силового агрегату більш складні й не має такої чіткої закономірності, як спектр віброзміщень z_{∂} . У спектрі віброприскорень силового агрегату з чотирициліндровим двигуном частота основної гармоніки 27 Гц. З такою самою частотою діють у вертикальному напрямку неврівноважені сили інерції другого

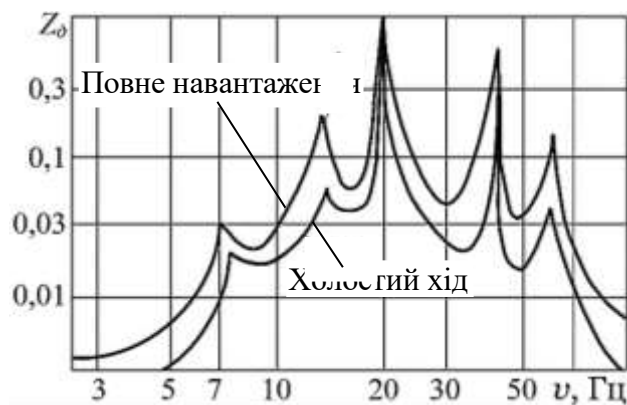


Рис. 2.34. Спектри віброзміщень z_{∂} блока циліндрів силового агрегату

порядку від мас, що рухаються зворотно-поступально. Ця частотна складова має високий рівень. Більш низький рівень у компонент з частотами 7,7 Гц і 15 Гц.

Дискретна частина спектра віброприскорень обмежена діапазоном частот $\nu = 16 \dots 250$ Гц та зі зміною частоти обертання колінчастого вала двигуна здвигается по осі частот. Високочастотна частина спектра віброприскорень (більше 250 Гц) є безперервною. Вона визначається в основному пружними коливаннями окремих деталей двигуна з їх власними частотами та коефіцієнтами втрат. Зі зміною швидкісного режиму двигуна ця частина спектра не здвигается по частоті, а тільки змінює свій рівень. ВЧ спектра доцільно розглядати окремо від дискретної частини, оцінюючи її спектральною щільністю віброприскорень.

2.5.10.3. Приклади спектрів вібрації автотракторних двигунів

Віброакустичні характеристики двигуна внутрішнього згорання є одним з основних діагностичних параметрів. Робота всіх механізмів двигуна, що мають рухомі частини та потоковмісні гідро-, газо-, аеродинамічні системи, супроводжується високим рівнем вібрації та шуму, який значно перевищує рівні вібрації агрегатів інших машин з більшою потужністю і частотою обертання. У низці випадків перехідні процеси при терті та у стаціонарному стані також супроводжуються акустичним шумом (сигналами) (рис. 2.35).

На рис. 2.35: 1 – редуктор РЦОТ-480-1,6 газоперекачувальних агрегатів $P = 12$ МВт, частота обертання 3000 хв^{-1} ; 2 – міст трактора 150К; 3 – роздавальна коробка трактора; 4 – гільза циліндра дизеля СМД-14А

Приклади спектрів вібрації автотракторних двигунів типу ЯМЗ-236 представлені на рис. 2.36, 2.37, 2.38.

Вібрації, збурювані двигуном, передаються на агрегати, раму (кузов), органи керування транспортним засобом. У табл. 2.9 приведені значення параметрів вібрації опорних лап двигуна і рами трактора Т-150-05-09. Випробування проводилися згідно з методикою та умовами випробувань ОСТ 23.3.1 п. 1.3, 4.2.5.

Таким чином, ДВЗ транспортних машин як об'єкт діагностування мають високі рівні вібрації, які передаються на інші пристрої. Це пояснюється складністю й особливістю конструкції двигунів, різноманіттям джерел вібрації, які діють в них, невизначеністю їх конкретного прояву у часі, експлуатаційними умовами, характером зміни робочих режимів і процесів, структурою параметрів, що мають різну фізичну природу.

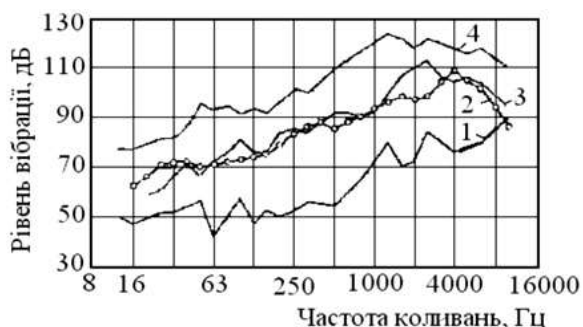


Рис. 2.35. Спектрограми віброприскорень тракторних агрегатів та машинного обладнання

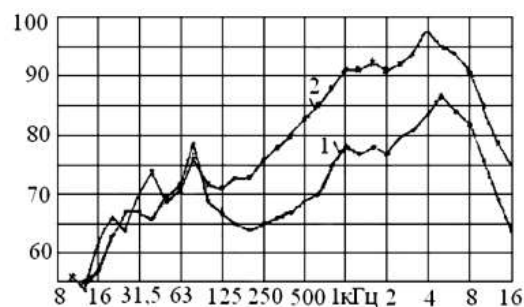


Рис. 2.36. Спектрограми вібрації двигуна (на головці циліндра):
1 – частота обертання 1000 хв^{-1} ;
2 – частота обертання 2000 хв^{-1}

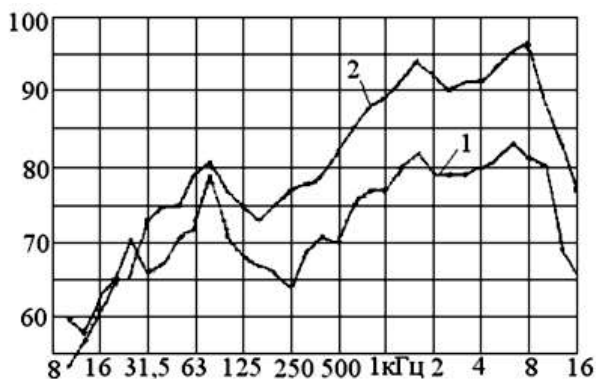


Рис. 2.37. Спектрограми вібрації двигуна (передній корінний підшипник): 1 – частота обертання 1000 хв⁻¹; 2 – частота обертання 2000 хв⁻¹

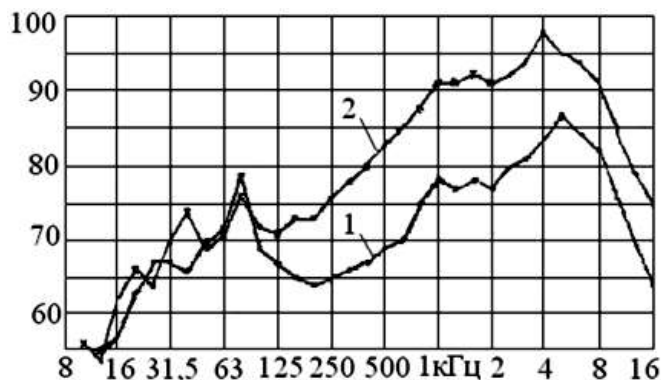


Рис. 2.38. Спектрограми вібрації двигуна (задній корінний підшипник): 1 – частота обертання 1000 хв⁻¹; 2 – частота обертання 2000 хв⁻¹

Основними джерелами вібрації у порядку зменшення їх інтенсивності є:

- процес згорання;
- удари поршнів під час перекладки;
- апаратура впорскування пального;
- клапанно-розподільний механізм;
- механічні системи тертя і передачі енергії (підшипникові вузли, зубчасті передачі, кулачкові механізми, ремінні й ланцюгові передачі; клапанні механізми та ін.).

Основна енергія коливань, створюваних різними джерелами вібрації, зосереджена в області власних частот двигуна (табл. 2.10).

Таблиця 2.9

Віброшвидкості коливань опорних лап двигуна

Місце і напрямок вимірювання вібрації		Середньоквадратичні значення віброшвидкості (дБ) в октавних смугах із середньгеометричними частотами, Гц				
		16	31,5	63	125	250
Ліва опорна лапа двигуна	Вертикальне	82	97	96	99	93
	Поперечне	88	92	112	103	92
Права опорна лапа двигуна	Вертикальне	84	99	97	97	91
	Поперечне	89	94	113	99	90

Таблиця 2.10

Частотні діапазони вібрації, збудованої конструктивними елементами двигуна

Контрольоване джерело вібрації	Частотна область проявлення, кГц
1. Система паливоподачі	2-4
2. Зміна тиску подачі пального	2-4
3. Гільза поршня	2-4
4. Сполучення «гільза-поршень»	0,5-4
5. Перекладка поршня	2-4
6. Шатунні та корінні підшипники	0,5-4
7. Підшипники колінчастого вала	0,5-4
8. Циліндропоршнева група	1-2
9. Збільшення кута випередження впорскування пального в дизелях на 5-6 градусів	0,5-4
10. Частота коливань газу в циліндрі	4-4,2
11. Власна частота циліндра	2-3

2.5.10.4. Частотні діапазони вібрацій, збурюваних двигуном внутрішнього згорання

Усі фізичні процеси механічного, газодинамічного, гідродинамічного та електромагнітного походження, що відбуваються в механізмах двигуна внутрішнього згорання, супроводжуються коливаннями. Вони формуються ударами:

- поршнів під час перекладки;
- у підшипниках кривошипно-шатунного механізму;
- у системі впорскування пального;
- в клапанно-розподільному механізмі;
- процесами запалювання та згорання пального;
- від впуску повітря і випуску газів;
- у підшипникових вузлах;
- у зубчастих передачах;
- у допоміжних механізмах і приводах.

Частотний склад вібрації двигунів охоплює діапазон від 5 Гц до 20 кГц, а рівень коливальної енергії невеликий і складає 10^{-4} - 10^{-7} від потужності двигуна.

У низькочастотному діапазоні збурення вібрації відбувається від:

- сил інерції мас, що рухаються поступально;
- моментів цих сил;
- відцентрових сил інерції мас, що обертаються;
- тиску газів при згоранні пального та моментів, що виникають при цьому;
- нерівномірності навантажень по циліндрах крутного моменту і т. п.

Дослідження низькочастотних складових вібрації двигунів здійснюється методами прикладної теорії коливань.

У середньочастотному діапазоні збурення вібрації двигунів визначається:

- вищими гармоніками збурювальних сил, які діють у низькочастотному діапазоні;
- тертям і ударами у рухомих сполученнях під час перекладки зазорів.

Найбільш віброактивними є багатоплунжерні насоси з високим тиском розпилення і відсікання пального. За частотним складом вібрація паливної апаратури – середньо- і високочастотна.

У високочастотній області збурювальні сили ті самі, що і в середньочастотному діапазоні. Однак ці сили відрізняються відносно великою флуктуацією і можуть розглядатися як випадкові. В цьому контексті роль шумового фону зі спектральною щільністю, яка повільно змінюється, стає значно більшою. Наявність цього явища можна віднести до:

- тертя в деталях і вузлах;
- газодинамічних коливань при згоранні пального в циліндрах;
- явищ кавітації в охолоджувальній рідині і т. п.

Розповсюдження коливальної енергії є хвильовим процесом, що має складний характер у різних напрямках. Нестабільність збурювальних сил виникає через:

- зміну запалювання;
- розподілення пального по циліндрах;
- неправильність роботи клапанів і т. п.

Найінтенсивніші вібрації генеруються ударами сполучених деталей. Зміна навантаження в елементах двигуна, за наявності між сполученими деталями

зазорів, призводить до ударів цих деталей одна об одну, що спричиняє вібрацію окремих елементів і всього двигуна.

Прикладами співударів деталей у механізмах, що працюють, є:

- удари шийки в шатунних підшипниках двигунів;
- співудари у сполученні шатуна з поршнем (кільця з головою шатуна);
- удари під час перекладки поршня;
- удари голки форсунки об корпус розпилювача в системах впорскування пального.

Чим більший зазор у сполученнях деталей, тим більша швидкість в момент удару і, відповідно, енергія або інтенсивність віброімпульсів, які формуються даними сполученими деталями.

Більшість зіткнень у кінематичних парах відбувається у дискретні моменти часу і в певній послідовності за часом циклу роботи: робочий хід-вихлоп-впуск-стиснення.

2.5.10.5. Джерела вібрації механічного походження в КШМ і ЦПГ

Кривошипно-шатунний механізм, що обертається, і циліндропоршнева група двигуна є інтенсивним джерелом вібрації та шуму.

Джерела вібрації механічного походження можуть бути розподілені на дві основні категорії:

- удари і тертя в рухомих сполученнях;
- невірноважені сили інерції.

Причини появи інтенсивної вібрації при обертанні кривошипно-шатунного механізму включають сили інерції, що виникають під час обертання, та співудари між деталями, що мають відносне зміщення під дією знакозмінних сил. Ці сили збурюють вібрації на частотах першої, другої та наступних чотирьох гармонічних складових спектра. За наявності крутильних коливань вала ці сили є джерелом вібрації і на непарних порядках спектра.

Додатково, важливим фактором, що впливає на вібрацію, є процеси, які відбуваються під час переміщення поршня вздовж гільзи під час запалювання та згорання пального. Ці процеси визначають велику частину вібрації циліндропоршневої групи та кривошипно-шатунного механізму двигуна.

Енергія вібрації, спричинена ударами сполучених деталей, приблизно дорівнює кінетичній енергії в момент удару і визначається виразом:

$$F = \left(qm \frac{n}{j} \right) \sum v_n^2(a_0),$$

де q – кількість циліндрів; m – маса деталей, які ударяються; n – кількість обертів двигуна за хвилину; j – кількість ударів за цикл; v_n – поперечна швидкість деталей, які співударяються під час перекладки в зазорі.

Сили інерції є основними збурювальними силами, що спричиняють вібрацію поршневих двигунів. Їх поява пов'язана з нерівномірним рухом поршневої групи та конструктивною невірноваженістю кривошипно-шатунного механізму. Основна енергія коливань, яку генерує двигун, має частоту, кратну обертам колінчастого валу і дорівнює:

$$f = ik_1kn / 60,$$

де i – сумарне передатне відношення; k_1 – кратність дії збурювальної сили або відношення до частоти, прийнятої за основну частоту; k – число 1, 2, 3...; n – кількість обертів двигуна за хвилину.

За час роботи двигуна збільшення зазора в шатунних підшипниках призводить до збільшення енергії вібрації по всій довжині блока з вираженим максимумом на осях циліндрів. Перекладка поршня в зазорі генерує вібрацію на частоті, яку можна визначити таким виразом:

$$f_n = k_1 \frac{bn}{60}.$$

Де b – кількість перекладок поршня в зазорі за цикл, що береться відповідно до діаграми нормальних сил,

Удари поршнів об стінки циліндрів спричиняють вібрацію в широкому частотному діапазоні, інтенсивність якої залежить від:

- конструктивних і динамічних параметрів двигуна;
- швидкісних режимів;
- величини зазору між поршнем і циліндром;
- мас поршневих груп;
- нерівномірності газо-, аеродинамічних процесів;
- добутку ходу поршня на діаметр.

Збільшення перерахованих параметрів призводить до зростання інтенсивності удару.

Аналогічні вібрації від ударів поршнів об циліндрові втулки залежать від:

- матеріалу втулки;
- маси і жорсткості втулки;
- характеру площі зіткнення при ударах;
- величини поверхонь блока, які відбивають удари.

Вібрація циліндрових втулок двигунів передається блоку та кришці циліндрів, розповсюджується по конструкції двигуна. При різниці мас між поршневими групами, яка дорівнює 0,1 кг, рівні низькочастотної вібрації збільшуються на 6-10 дБ порівняно з випадком, коли маси є практично однакові. Навіть при різниці мас поршневих груп у 0,01 кг вібрація збільшується на 2 дБ.

Процеси тертя збурюють вібрацію на частоті, яка визначається таким виразом:

$$f_T = k_1 \frac{zn}{60},$$

де z – кількість пар тертя.

Зведені дані про основні частоти вібрацій, що генерують кривошипно-шатунний механізм і циліндропоршнева група двигуна, приведені в табл. 2.11.

Співудари в шатунних підшипниках. При діагностуванні та дослідженні роботи підшипників ковзання з точки зору діагностики слід визначити:

- у який момент відбувається удар шийки об підшипник відносно фіксованої точки кута повороту колінчастого валу;

- яка тривалість зіткнення;
- як залежить величина ударного імпульсу або енергія зіткнення від величини радіального зазору;
- які частотні характеристики каналів, якими пружні коливання, збудрені зіткненнями, приходять до датчика, встановленого в певній точці блока циліндрів.

Таблиця 2.11

Основні частоти вібрацій, збудрованих кривошипно-шатунним механізмом і циліндропоршневою групою

Джерело вібрації	Частота, Гц
Неврівноваженість колінчастого валу	$f = kn / 60$
Сили колінчастого валу, що обертається	$f = ik_1kn / 60$
Перекладка поршня в зазорі	$f_n = k_1bn / 60$
Сили тертя	$f_T = k_1zn / 60$
Коливання газу в циліндрі	$f_\Gamma = c / 2d$
Газодинамічні коливання ударної хвилі, що з'являється в процесі запалювання	$f_{c,\Gamma} = 10\sqrt{T_\Gamma / D_\Gamma}$
Дія ударного імпульсу на стінки циліндра	$f = bc / 2d$

де c – швидкість ударної хвилі; T_Γ – максимальна температура газу в циліндрі; D – діаметр камери згорання, м; d – діаметр циліндра

На рис. 2.39 зображена залежність амплітуди вібрацій корпусу двигуна від величини зазора в шатунному підшипнику, отримана експериментально. Залежність, зображена на графіку (рис. 2.39) свідчить про зростання амплітуди коливань блока при збільшенні зазора в шатунних підшипниках двигуна. На рис. 2.40 приведені спектри вібрацій двигуна, які ілюструють вплив на них величини радіального зазора в шатунному підшипнику.

На рис. 2.41. показана залежність енергії коливань в області деяких резонансів конструкції двигуна при вимірюванні величини зазору. Ця залежність добре апроксимується параболою. Активна смуга сигналу дає можливість визначити порядок тривалості ударної взаємодії у підшипнику.

Якщо вважати, що основна потужність сигналу знаходиться у смузі від нуля до 5000 Гц (рис. 2.40), то тривалість удару має порядок: $\tau = 0,3 \cdot 10^{-3}$ с.

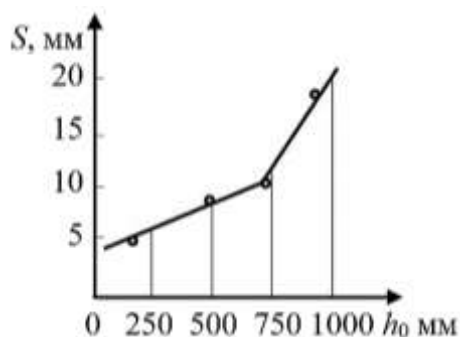


Рис. 2.39. Залежність амплітуди вібрацій від величини сумарного зазора в шатунному підшипнику

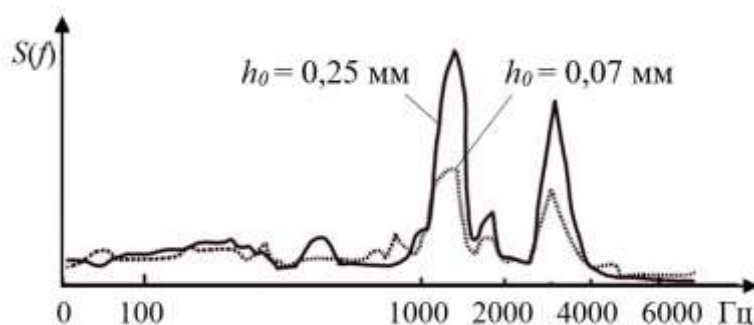


Рис. 2.40. Спектри вібрацій двигуна при різних величинах зазора в шатунному підшипнику

Співудари у сполученні шатуна з поршнем. Сполучення «поршневий палець-верхня головка шатуна» та «палець-бобишка поршня» є найважливішими підшипниками двигуна як за навантаженістю, так і за несприятливістю умов їх роботи. Ці сполучення достатньо часто є причиною розбирання і ремонту двигунів.

На рис. 2.42. зображені спектри вібрацій двигуна для двох зазорів у сполученні «палець-верхня головка шатуна». Двигун працював на швидкості 1000 хв^{-1} при легкому навантаженні. Як видно із спектрограми, зміна стану в кінематичній парі призводить до зміни сигналу в достатньо широкій смузі частот до 6500 Гц . Тривалість ударного імпульсу приблизно дорівнює $0,23 \cdot 10^{-3} \text{ с}$.

На рис. 2.43 представлена діаграма зміни амплітуди складових вібрації на частотах 1100 Гц і 1900 Гц . На ньому цифрами позначені: 1 – зазори у сполученні; 2 – зазор в бобишках $0,025 \text{ мм}$, зазор у шатуні стандартний; 3 – зазор в бобишках $0,1 \text{ мм}$, у шатуні стандартний; 4 – зазор в бобишках стандартний, зазор у шатуні $0,025 \text{ мм}$; 5 – зазор в бобишках стандартний, зазор у шатуні $0,1 \text{ мм}$.

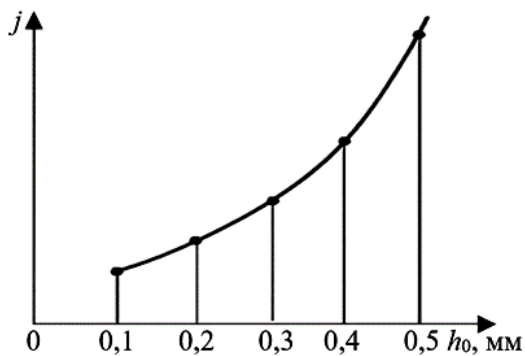


Рис. 2.41. Залежність амплітуди від частоти при різних станах сполучення поршня і шатуна

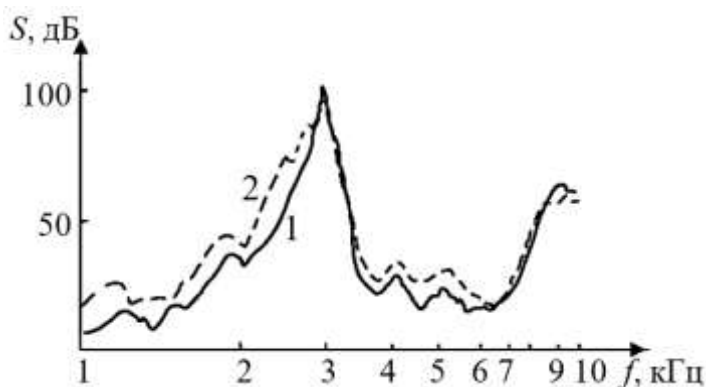


Рис. 2.42. Спектри вібрацій двигуна у разі різної величини зазора у сполученні «палець-верхня головка шатуна»: 1 – зазор не більше $0,0026 \text{ мм}$; 2 – зазор $0,1 \text{ мм}$

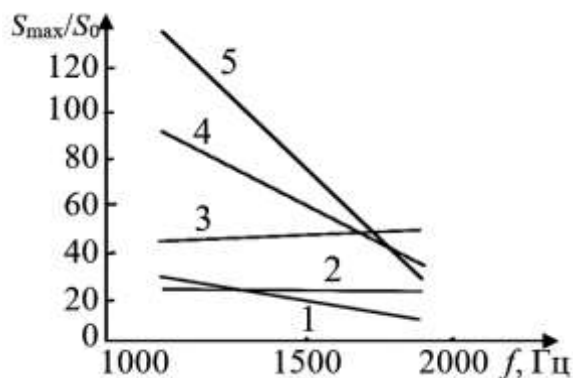


Рис. 2.43. Залежність амплітуди пружних коливань двигуна від частоти у разі різного стану сполучення поршня з шатуном

Як впливає з діаграми, основна частина енергії у вібраційному процесі визначається сполученням «палець-головка шатуна», а не «палець-бобишки». На практиці гучний стукіт пальця свідчить про великий зазор у верхній головці шатуна, а не в бобишках.

2.5.10.6. Джерела і частоти вібрації газодинамічного походження

Вібрації, збудовані згоранням пального в циліндрі. Газодинамічні процеси в циліндрі двигуна створюють вібрацію на частоті, яка визначається наступним виразом:

$$f_{\Gamma} = \frac{c}{2d},$$

де c – швидкість ударної хвилі (для дизелів при $T_{\Gamma} = 2000...2200^{\circ}\text{K}$, $c = 1000$ м/с); d – діаметр циліндра.

Амплітуда високочастотних газодинамічних коливань залежить в основному від організації сумішоутворення і згорання пального в циліндрі. Частота вібрації, спричиненої ударною хвилею при запалюванні, характеризується більше швидкістю розповсюдження ударної хвилі та лінійними розмірами камери згорання. Одним з основних чинників, що визначають перебіг процесу згорання, є конструктивна форма камери згорання.

Ударна хвиля, що виникає в процесі запалювання, відбивається від стінки циліндра. Частота газодинамічних коливань залежить від швидкості розповсюдження ударної хвилі та лінійних розмірів камери згорання за формулою:

$$f_{\text{CT}} = 10\sqrt{T_{\Gamma} / D_{\text{Ц}}},$$

де T_{Γ} – максимальна температура газу в циліндрі, $^{\circ}\text{K}$; $D_{\text{Ц}}$ – діаметр камери згорання, м.

Амплітуда вібрації корпусу двигуна зростає у разі збігу частоти коливань газу з власними частотами деталей і вузлів.

Частота дії ударного імпульсу на стінки циліндра розраховується за формулою:

$$f = b \frac{c}{2D},$$

де b – від 1,05 до 1,15; D – діаметр циліндра, м; c – швидкість розповсюдження ударної хвилі, 1000 м/с.

У результаті періодичної зміни швидкості руху поршнів і роботи клапанів у трубопроводах та міжступінчастих комунікаціях поршневого компресора та у двигуні суттєво змінюються швидкості потоку і тиску газу.

Коливання тиску газу є джерелом виникнення динамічно невірноважених сил, що збурюють вібрацію міжступінчастих комунікацій. Амплітудний спектр збурювальних сил визначається амплітудою і частотою газодинамічних процесів.

Суттєво впливають на вібрацію компресорів і двигуна місця їх кріплення, резонансне підсилення вібрації трубопроводів на частотах їх власних коливань.

Вібрація, що виникає під час впуску і випуску газоповітряної суміші в циліндрах двигуна, складається з двох складових. Перша з них має пульсаційне походження, друга – вихрове.

Вібрація, що генерується впуском (періодичним забором робочого середовища), завжди нижча, ніж вібрація, що виникає під час випуску, причому різниця у рівнях звукової потужності шуму, який з'являється при цьому, може складати 10 дБ і більше.

Звукова потужність шуму незаглушеного випуску значна на частотах до 10-12 кГц. Найінтенсивніші складові пульсаційного шуму, як правило, мають частоти до 3-5 кГц і досягають 120-125 дБ. Діапазон шуму незаглушеного впу-

ску обмежений частотами 3-4 кГц, а найінтенсивніші складові звукової потужності лежать в області низьких і середніх частот і досягають 110-115 дБ.

Частота гармонічних складових вібрації та шуму визначається за формулою:

$$f = k \cdot n \cdot i / \tau,$$

де i – кількість циліндрів; n – число обертів вала двигуна; τ – тактність двигуна ($\tau = 1$ – для двотактних, $\tau = 2$ – для чотиритактних); $k = 1, 2, 3 \dots$ – гармонічний ряд.

Вібрація і шум вихрового походження суттєві на високих частотах і зумовлені вихороутворенням у газовому потоці під час його протікання через впускний і випускний клапани, дросельну заслінку в пограничному шарі біля стінок трубопроводів, а також при виділенні в атмосферу струменя відпрацьованих газів, тобто там, де відбувається інтенсивна турбулізація середовища. Звукова потужність пропорційна приблизно швидкості газового потоку в шостому степені.

У газі в трубі глушника утворюється хвиля тиску, період якої визначається швидкісним режимом роботи двигуна, а на вході в глушник ще й кількістю циліндрів.

Частота вихрового шуму на випуску газу визначається за формулою:

$$f = \frac{Sh \cdot u}{h},$$

де $Sh = f \cdot D / u_c$ – число Струхалія; h – висота підйому клапана; u – швидкість витікання газу через клапан; D та u_c – діаметр і швидкість витікання струменя на виході; f – середня частота шуму в достатньо вузькій (наприклад, триоктавній) смузі.

Гранична частота, до якої в трубі неможлива поява хвильового руху, може бути розрахована за формулою:

$$f = \frac{ac}{2R},$$

де a – корінь функції Бесселя; R – радіус труби; c – швидкість звуку.

Частота коливань під час періодичного випуску газового потоку двигуном внутрішнього згорання в атмосферу:

$$f = \frac{nz}{60} k,$$

де n – кількість обертів; k – номер гармоніки; z – кількість отворів.

Якщо за один оберт вал робить m вихлопів, то з'являються частоти:

$$f = \frac{n \cdot z \cdot m}{60} k.$$

Для одноциліндрового двотактного двигуна $m=1$, для чотиритактного двигуна $m=6$.

Зведені дані про основні частоти вібрацій, що збурювані впуском, між-ступінчастими комунікаціями та випуском газів, приведені в табл. 2.12.

Таблиця 2.12

Основні частоти вібрацій, збурюваних впуском, міжступінчастими комунікаціями та випуском газів

Джерело вібрації	Частота, Гц
Пульсація впуску газів	$f = 2kni/\tau$
Хвильовий тиск витікання газу в трубу	$f = Sh \cdot u/h$
Гранична частота хвильового руху газів	$f = \frac{ac}{2R}$
Періодичне випускання газів в атмосферу	$f = \frac{nz}{60} k$
Частота вихлопів газу на виході в атмосферу	$f = \frac{nzm}{60} k$

Протікання процесу згорання характеризується швидкістю наростання тиску. В період згорання, який характеризується різким збільшенням тиску в циліндрі, деталі двигуна зазнають сильного динамічного навантаження. Інтенсивність цих навантажень характеризується не тільки швидкістю наростання тиску, але й тривалістю дії максимальних швидкостей.

2.5.10.7. Вібрації, збурювані паливною системою двигуна

Система впорскування пального є одним з основних джерел вібрації у звуковому діапазоні частот. На її формування впливають:

- кількість циліндрів;
- чергування робочих ходів;
- порядок роботи циліндрів;
- ідентичність протікання робочого циклу.

Неоднаковий розвиток робочого процесу в циліндрах двигуна, який нормально працює, може призвести до розбіжності у значенні максимального тиску. Це в свою чергу призведе до появи вібрацій на гармоніках крутного моменту двигуна, амплітудні значення яких також будуть різнитися.

Далі за рівнем віброактивності ідуть багатоплунжерні насоси з високим тиском для розпилення та подачі пального. Вони генерують високочастотні вібрації, які походять як від гідродинаміки, так і від механічних впливів. Спектри вібрації цих паливних насосів містять складові, частота яких є кратною кількості плунжерів насосу (i) та кількості обертів валу насоса (n):

$$f = \frac{ni}{60} k .$$

Процес нагнітання пального в системі подачі супроводжується створенням гідравлічного імпульсу тиску з великою швидкістю наростання і малою тривалістю, що, по суті, є гідравлічним ударом. Інтенсивність вібрації клапанно-розподільного механізму залежить від швидкості посадки клапанів, конструкції передачі, наявності теплового зазора, типу і конструкції приводу. В ре-

зультаті апаратура паливоподачі та її елементи (паливний насос, форсунки, паливопроводи високого тиску) змушують вібрувати увесь двигун.

Для двигунів з рівномірним чергуванням робочих ходів частоти збурюваної вібрації двигуна розраховуються за формулою:

$$f = \frac{ni}{60\tau},$$

де n – кількість обертів колінчастого валу за хвилину; i – кількість циліндрів, 1, 2, 3...; $\tau = 2$ для чотиритактних двигунів і $\tau = 1$ для двотактних.

У тракторних двигунах максимальна за інтенсивністю складова спостерігається при $k=1$ та у разі нерівномірного чергування спалахів:

$$f = \frac{4\pi n}{T\tau 60},$$

де T – період коливань перекидного моменту.

Основні частоти вібрації, збурювані паливною системою та газорозподільними механізмами двигуна, подані в табл. 2.13.

Таблиця 2.13

Основні частоти вібрацій, збурюваних паливною системою та газорозподільними механізмами двигуна

Джерело вібрації	Частота, Гц
Тиск плунжерів насоса	$f = \frac{ni}{60}k$
Процеси згорання пального в циліндрі з рівномірним чергуванням спалахів	$f = \frac{ni}{60\tau}$
Процеси згорання пального в циліндрі з нерівномірним чергуванням спалахів	$f = \frac{4\pi n}{T\tau 60}$

2.5.10.8. Вібраційні діагностичні ознаки дефектів і несправностей аеродинамічного походження вентиляторів і лопатевих апаратів

Робота вентиляторів, турбокомпресорів, повітряних каналів, що використовуються для вентиляції, повітряного нагрівання або охолодження, нагнітання повітря, завжди супроводжується шумом і вібрацією. Фізичні причини вібрації та шуму лопатевих апаратів добре вивчені, розроблені методи їх акустичного розрахунку. Шум і вібрація вентиляторів і лопатевих апаратів тісно пов'язані одне з одним.

Вібрація і шум лопатевих апаратів оснований на вібрації аеродинамічного та механічного походження, а також на вібрації приводу. Структурний шум і вібрація, створювані лопатевим апаратом, передаються на опорні конструкції машин і обладнання, розташовані поруч повітроводи. Механічна вібрація вентилятора містить вібрацію дисбалансу підшипників, з'єднувальних муфт, електродвигуна або іншого приводу і може підсилюватися тим, що вона передається на корпус, повітроводи, трубопроводи і може збігатися з їх власними частотами.

Основні джерела і частоти вібрації, збудованої аеродинамічними, силами вентиляторів і лопатевих апаратів, приведені на рис. 2.30 і в табл. 2.7.

Висновки за розділом 2

Неможливо створити трактор і автомобіль, у яких не було б вібрації, оскільки неможливо забезпечити ідеальні умови плавного кінематичного руху деталей в механічних системах у потоковмісних, гідро-, газо- та аеродинамічних системах, взаємодії в електромагнітних системах машин. Вібрація машин є природною реакцією на реально діючі внутрішні та зовнішні збудовальні сили. Рівні вібрації машин є комплексним індикатором рівня дефектності їх систем, робочих процесів і режимів експлуатації. У вібраційних сигналах міститься інформація про стан і зміну всіх компонент, що визначають технічний стан конкретного механізму і системи.

У завданнях проектування машин високої надійності та ресурсу першочергове місце належить досягненню пониженої віброактивності їх систем, зменшенню потужності потоків вібраційної енергії, яка проходить через окремі вузли і контактні ділянки деталей механізмів, визначенню граничних значень вібрації, що не впливають на швидкість спрацьованості машини.

Аналіз цих аспектів проблеми створення машин із заданими рівнями вібрації зводиться до забезпечення показників якості, які враховуються на етапах проектування та доведення, технології виготовлення деталей, складанні машини, при введенні в експлуатацію та реалізації у складних умовах експлуатації. Особливо важливим є виявлення зв'язків структурних і геометричних параметрів робочих процесів і режимів роботи, що визначають динамічний стан механізмів на стадіях проектування і доведення машини.

Описані джерела та причини вібрації, збудованої дефектами підшипникових вузлів, зубчастих передач, валів приводу та їх з'єднаннями, похибками складання і монтажу окремих вузлів і агрегатів та комплектних машин, динамічними властивостями конструкцій, зовнішніми збудовальними силами та іншими джерелами вібрації, надають можливість проводити глибокий аналіз конструкції машини, виявляти «слабкі» місця та удосконалювати конструкцію під час налаштування.

Приведені розрахункові формули частот вібрації елементів механічних систем, потоковмісних та електромагнітних систем, дозволяють створювати моделі типових спектрів вібрації машин, які проектуються, і проводити раціональний розподіл основних джерел за частотою прояву в спектрі вібрації, уникаючи їх перекриття. Знання розрахункових частот прояву вібрації необхідні для розпізнавання дефектів і несправностей під час діагностики машин.

Розрахункові частоти вібрації елементів машин чітко виражаються у низькочастотній області спектра, і з підвищенням частоти вібрації вони можуть не збігатися з вимірними. Опис вимірних спектрів вібрації різних машин з дефектами і без них, а також аналіз видів і розмірів дефектів (несправностей), надають важливу ілюстрацію основних і випадкових компонентів.

3. АНАЛІЗ ВІБРАЦІЙНИХ СИГНАЛІВ

3.1. Кореляція вібраційних сигналів зі станом машин

Уявлення про вібрацію як про один з основних показників технічного рівня проектування, технічного стану в експлуатації та причину прискорення спрацьованості деталей машин, базуються на фундаментальних закономірностях теорії тертя, спрацювання і змащування. На тому, що процеси тертя супроводжуються постійними коливаннями, між тертям і вібрацією існує тісний взаємозв'язок: тертя здатне породжувати вібрації, а вібрації впливають на тертя.

Вібрація машин є природною реакцією на реально діючі зовнішні та внутрішні збурювальні сили. У вібраційному сигналі міститься вся об'єктивна інформація про зміни всіх компонент, які визначають технічний стан механізмів і систем машини в реальному часі. Саме тому з багатьох видів сигналів, що використовуються в діагностиці машин перевагу слід віддати вібрації.

Переваги діагностування вібраційними методами полягають у високій інформативності вібраційних сигналів. Вібраційні сигнали – це багатоканальна система з великим обсягом інформації про технічний стан механізмів в одному вимірюванні вібрації. Можна створювати образи вібраційного стану шляхом нормування і кодування сигналів вібрації, створювати автоматизовані системи вібраційних сигналів діагностування машин на всіх стадіях життєвого циклу. У вібраційному сигналі міститься вся інформація про стан структурних, функціональних і динамічних параметрів окремих елементів і машин в цілому [12–16, 25–27, 30, 39–42].

Методи вібраційного діагностування машин використовуються на всіх стадіях їх життєвого циклу: проектування, виготовлення й експлуатації.

При діагностуванні використовуються такі властивості вібраційних сигналів, як пропорційна або близька до пропорційної залежність зміни вібрації від навантаження і частота обертання – від значень кінематичних і геометричних параметрів деталей та швидкого поширення вібрації.

Основними характеристиками вібраційних сигналів, що використовуються для оцінювання технічного стану машин є наступні характеристики.

1. Пропорційна залежність зміни віброприскорень, вимірюваних у децибелах, від навантаження і частоти обертання, зазора, значень геометричних похибок, що дає можливість нормувати їх початкові та граничні значення для контролю якості проектування, виготовлення й експлуатації машин. Для деяких елементів машин лінійна зміна діагностичного параметра, виражена в децибелах, спостерігається приблизно до 75 % терміну служби машини, а потім може починатися експонентне зростання вібрації, що закінчується поломкою механізму.

2. Висока універсальність, чутливість та вибірковість вібраційного сигналу до параметрів технічного стану машин, що дає можливість:

- діагностувати більшість дефектів механічних і потоковмісних систем;
- виявляти дефекти, що зароджуються;
- діагностувати дефекти складання деталей і вузлів (у тому числі неспіввісність, згин, переки, дисбаланс).

3. Фізичні властивості збурення вібрації, що дають можливість як діагностичний параметр використовувати не статичні ознаки, а динамічні – комплексні ознаки структурного, функціонального і динамічного стану машини:

- вібродіагностичні характеристики окремих елементів і машин;
- власні частоти у складі деталей, вузлів, агрегатів і машин;
- резонансні вібрації;
- характеристики жорсткості вузлів і систем.

4. Властивість вібраційних сигналів швидко реагувати на зміну технічного стану машин, що дає можливість спостерігати та порівнювати в реальному часі реакцію всіх компонент – структурного, функціонального і динамічного стану машин на зміни:

- конструкції окремих елементів або машин;
- технології виготовлення і складання;
- робочих процесів;
- режимів роботи;
- регулювальних робіт;
- кореляційних залежностей дефектів механізмів машин.

5. Висока швидкість діагностування, яка дає можливість створювати системи автоматизації контролю та попередження аварійних ситуацій і керування роботою машин.

6. Можливість створювати сучасні комп'ютерні та мікропроцесорні бортові, стаціонарні й переносні системи швидкого отримання достовірної інформації про технічний стан машин на стадіях виготовлення, доведення конструкції й експлуатації.

7. Великий обсяг інформації в одному вимірюванні вібрації, що дає можливість забезпечити контролепридатність машин і достовірність вібраційного діагностування на всіх стадіях життєвого циклу.

8. Прогресивна технологія діагностування (без розбирання) і висока мобільність засобів.

9. Зниження трудомісткості ресурсних та експлуатаційних випробувань і діагностування машин.

Ці властивості дозволяють використовувати сучасні віброаналізатори та комп'ютерні і мікропроцесорні технології. Вони дають можливість спостерігати в реальному часі та порівнювати реакцію всіх компонент структурних, функціональних і динамічних властивостей механізмів машин, пов'язаних кореляційною залежністю, на зміни конструкції, технології виготовлення, робочих процесів, режимів роботи. Це допомагає отримувати інформацію про технічний стан машини, підвищувати точність діагнозу та знижувати трудомісткість при доведенні конструкції, ресурсних і експлуатаційних випробувань і діагностиці (контролі) машин під час їх виготовлення та експлуатації.

3.2. Характеристики вібраційних сигналів

Вібраційна діагностика базується на аналізі вібраційних сигналів для визначення технічного стану машин та механізмів. Вібраційні сигнали представляють фізичні величини, такі як зміщення, швидкість та прискорення, що вка-

зують на механічні коливання, які супроводжують роботу механізму. Ці коливання можуть бути вільними, вимушеними, пов'язаними, автоколиваннями або параметричними коливаннями в залежності від того, як вони виникають. Основними характеристиками вібрації є амплітуда, частота та фаза [30].

Розглянемо дані кількісних параметрів вібрації та допустимих їх значень. З теорії коливань відомо, що вібраційний процес підпорядковується гармонічному закону $\omega = a \cdot \sin \omega t$. Цей процес можна характеризувати чотирма параметрами: амплітудою зміщення a , амплітудою швидкості $v = a \cdot \omega$, амплітудою прискорення $w = a \cdot \omega^2$ та коловою частотою ω .

Для характеристики вібрації можна задати два будь-яких параметри, наприклад, a і v або a і w , інші поєднання також можливі. При цьому теоретично не має значення, які з цих параметрів вибрати, так як вибравши який-небудь один, легко отримати всі інші.

Приклад. Дано: амплітуда зміщення $A = 50$ мкм, частота вібрації $f = 50$ Гц. Отримаємо: $\omega = 2\pi f$; $v = 50 \cdot 10^{-3} \cdot 2\pi \cdot 50 = 15,7$ мм/с; $w = 50 \cdot 10^{-6} \cdot (2\pi \cdot 50)^2 = 4,9$ м/с².

Джерелами збурення кінематичної вібрації механізмів є співудари деталей. Фізично носієм інформації про стан елементів механізмів у вібраційній діагностиці служать пружні хвилі, які збурюються в механізмах деталей, що співударяються. Серія імпульсів з періодом T утворює спектр імпульсів вібрації механізму (рис. 3.1, а).

Сигнали вібрацій можна класифікувати за двома основними формами.

1. Проста форма сигналу, де черговий імпульс з'являється після припинення коливань попереднього імпульсу. Ця форма спостерігається при малих числах обертів і рідко зустрічається в механізмах (рис. 3.1, а).

2. Складна форма сигналу, де перший імпульс не встигає припинити коливання і доповнюється новими імпульсами, що збільшують рівні вібрацій (рис. 3.1, в). Збільшення може дорівнювати Ae^{at} , і це призводить до формування руху, зображеного на рис. 3.1 (г). У випадку збігу вимушених і власних частот деталей виникає резонанс (рис. 3.1, д, е).

Сукупність амплітуд і частот вібрації називають *спектром вібрації*. При графічному зображенні спектрів вібрації по осі абсцис відкладають частоту, а по осі ординат – рівні вібрації (рис. 3.2). Спектри періодичного і майже періодичного процесів є дискретними лінійчатими, причому у першого (рис. 3.2, а), на відміну від другого (рис. 3.2, б), відстань між сусідніми лініями кратна основній частоті. Спектр обмеженого у часі детермінованого і стаціонарного випадкового процесу є суцільним (рис. 3.2, в). Якщо процес – це накладання періодичних і випадкових процесів, то спектр має змішаний характер (рис. 3.2, г), тобто складається з накладених суцільного та дискретного спектрів.

При дослідженні вібрації частотний діапазон, що розглядається, зазвичай розбивають на смуги. Приклад графічного зображення спектра в смугах з постійною відносною шириною наведено на рис. 3.2.

Співудари деталей характеризуються малою тривалістю, великими силами взаємодії, а також дуже великими градієнтами напруг.

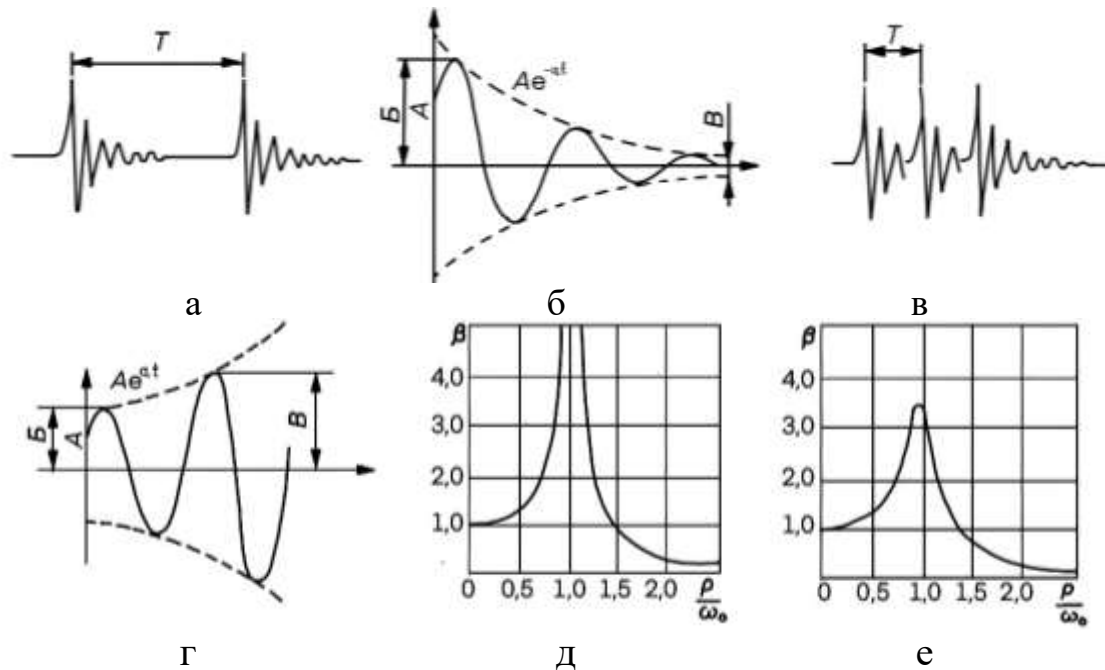


Рис. 3.1. Графіки сигналів вібрації:

а – послідовність імпульсів з частотою T ; б – загасаюча амплітуда A сигналу за часом t в просторі (1) конструкції; в – накладення сигналів вібрації; г – підсилення вібрації, зокрема що дорівнює $Ae^{\lambda t}$; д – підсилення вібрації (β) при збігові вимушених сил (p) і власних частот (ω_0) деталей, при періоді $p/\omega_0 = 1$ для ідеалізованої системи, в якій відсутній опір, спричинений тертям; е – залежність коефіцієнта підсилення вібрації в реальних системах з внутрішнім тертям; B – амплітуда, яку збурює дефект; V – амплітуда при контролі вібрації на великих відстанях від джерела вібрації можуть послаблюватися (б) або підсилюватися в резонансних зонах і накладенні вібрації (г)

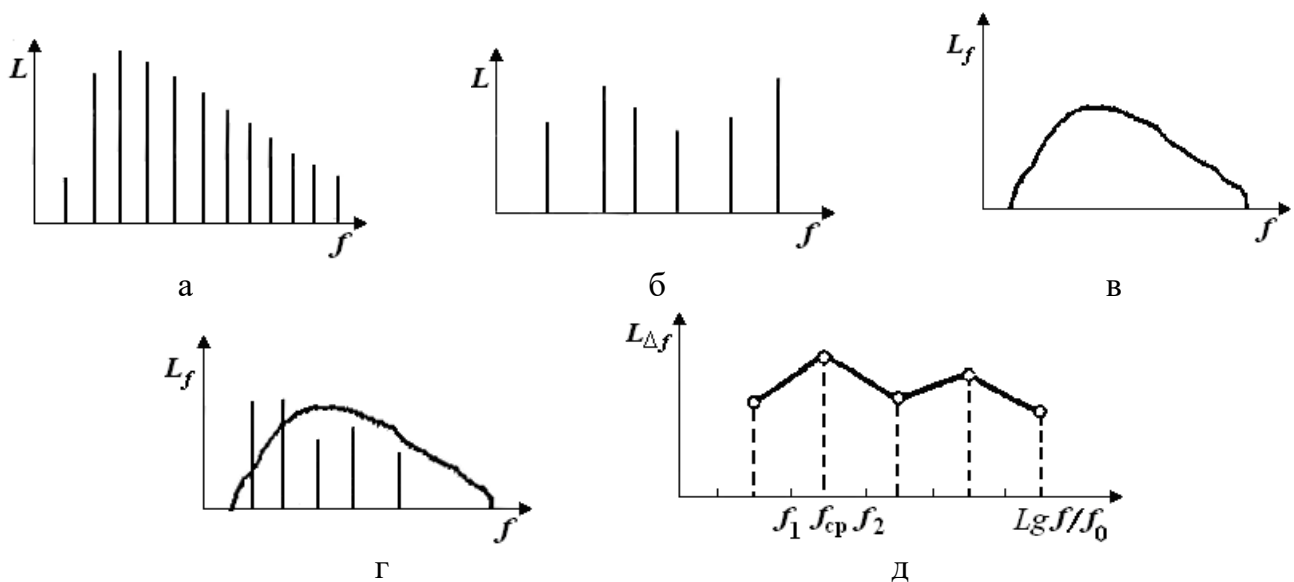


Рис. 3.2. Приклади графічного зображення спектрів:

а – аперіодичний процес, лінійчатий спектр; б – майже періодичний процес, лінійчатий спектр; в – випадковий процес, суцільний спектр; г – змішаний процес, змішаний спектр; д – спектр у смугах частот з постійною відносною шириною; $L, L_f, L_{\Delta f}$ – рівні; f – частота, Гц ($f_0=1$ Гц)

Вузькосмугові компоненти в редукторах у діапазоні від 1 Гц до $3 \cdot 10^3$ Гц можуть досягати рівня 200g (g – це одиниця вимірювання прискорення). Цими

вібраційними процесами можна пояснити кілька розповсюджених видів спрацьованості, причиною яких безпосередньо є співударі в кінематичних парах: відшарування металу, пітінг, вібраційна утомність, вібраційне старіння та прискорений розвиток несправностей і зниження ресурсу багатьох механічних систем машин.

Інтенсивність вібрації визначається величиною зазора, а також величиною прискорення, що властиве деталям, які співударяються. Рух деталей в зазорі без співударів буде супроводжуватися малими або допустимими значеннями вібрації. Короткочасний удар має тим більший спектр частот, чим менша його тривалість. Цим пояснюється вплив макро-, мікрогеометрії поверхонь, що контактують, і частоти обертання на рівні вібрації та швидкості спрацювання. І тут на перше місце стає проблема визначення допустимих співударів, у разі яких супутні вібраційні процеси не впливають на прискорення спрацьованості та вібраційну утомність деталей. Діагностичною ознакою такого стану повинні бути частота і рівні збудованої вібрації. За частотним положенням імпульсу в спектрі вібрації можна визначити кінематичну пару, яка його надіслала, а за амплітудою вібрації та періодом співударів T – діючі сили та характеристики накладення сигналів, які зумовлюють підсилення вібрації (рис. 3.1, г).

Цим пояснюється сильний вплив навіть невеликих амплітуд хвилястості доріжок кочення і геометрії зубців на підсилення вібрації у високочастотній області спектра вібрації. Вібрація широкого спектра частот, розповсюджуючись по конструкціям механізмів і агрегатів та створюючи додаткові рухи до основного робочого руху елементів, викликає інтенсивні коливання перш за все тих елементів, власні частоти яких збігаються з окремими ділянками збудованого спектра. Ось чому можна отримати розрахункові методи визначення збудовальних сил, частот і рівнів вібрації, збудованих дефектами опор, валів, підшипникових вузлів і зубчастих передач для побудови розрахункового спектра вібрації на стадії проектування механізмів і діагностування дефектів агрегатів трансмісії, при доведенні конструкції, контролі якості виготовлення й експлуатації машини. За розрахованим спектром вібрації можна визначити дефекти та слабкі вузли конструкції й уже на стадії проектування розробити заходи щодо їх усунення.

Середній потік енергії \bar{O} , яка проходить через поверхню S , перпендикулярно до напрямку розповсюдження вібрації, дорівнює добутку середньої щільності енергії на швидкість розповсюдження хвилі \bar{v} і площу поверхні S :

$$\bar{O} = 0,5 \cdot \rho \cdot A^2 \cdot \omega^2 \cdot v \cdot S, \quad (3.1)$$

де ρ – щільності середовища.

При розповсюдженні сферичної хвилі від точкового джерела середня щільність потоку енергії зворотно пропорційна квадрату відстані від джерела:

$$\bar{I} = \frac{\bar{O}}{4 \cdot \pi \cdot r^2}. \quad (3.2)$$

Крім того, вібрація характеризується вібраційною потужністю, яка передається через елементарні ділянки розповсюдження вібрації:

$$N = \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot v(t) dt, \quad (3.3)$$

де $F(t)$ – діюча сила.

Очевидно, чим менша товщина стінок або контактних майданчиків сполучуваних деталей, тим більша щільність енергії хвиль, що проходять і, відповідно, більша їх руйнівна дія. Швидкість розповсюдження пружних хвиль приблизно дорівнює 5000 м/с з частотою близько 65000 Гц.

Дуже важливою характеристикою негармонічної вібрації є розподілення щільності вібрації по частотному діапазону – *спектр потужності*. Цю характеристику отримують у процесі спектрального аналізу вібраційних сигналів.

На шляху від джерела збурення вібрації до точки вимірювання є проміжні деталі. Від їх якості, маси, форми, габаритів, характеру сполучень і частоти збурення залежить характер загасання вібрації та поява резонансних явищ (рис. 3.1). Тому реальні вібраційні процеси можуть бути спричинені дефектами, резонансними явищами у разі збігу будь-якої з частот збурення з однією з власних частот елементів механізму або їх зміни через локальне або постійне проявлення лінійності пружних і демпфувальних властивостей окремих вузлів агрегатів.

Таким чином, вібрація механізму агрегату визначається величиною діючої змінної сили, механічним опором (імпедансом) деталі, що коливається, коефіцієнтом передачі вібрації від місця її виникнення до місця вимірювання, величиною конструктивного демпфування вібрації. Вказані чинники необхідно враховувати при виборі точок контролю вібрації в ході дослідження динамічних характеристик конструкції агрегатів трансмісії машини та діагностування якості виготовлення, складання, експлуатації та ремонту.

3.3. Стаціонарні, детерміновані та випадкові сигнали

Для визначення параметрів вібраційних процесів і виконання процедури спектрального аналізу необхідно розглянути типи сигналів, які існують у діючому обладнанні.

З теоретичної та практичної точок зору сигнали можна розділити на кілька груп. Різним типам сигналів відповідають різні типи спектрів і, щоб запобігти помилкам при виконанні частотного аналізу, важливо знати характеристики цих спектрів.

Усі сигнали, що наявні в технічних пристроях, поділяються на **стаціонарні** та **нестаціонарні** (рис. 3.3).



Рис. 3.3. Класифікація типів сигналів вібраційних процесів

Стаціонарний сигнал має постійні за часом статистичні параметри. Якщо поглянути кілька митей на стаціонарний сигнал і потім через деякий час знову повернутися до нього, то він буде виглядати, по суті, тим самим. Тобто його загальний рівень, розподілення амплітуди і стандартне відхилення будуть майже незмінними. Роторні машини продукують, як правило, стаціонарні вібраційні сигнали. Стаціонарні сигнали поділяються на детерміновані та випадкові.

Детермінованим сигналом називається сигнал, параметри і миттєве значення якого в будь-який момент часу можуть бути передбачені з імовірністю, що дорівнює одиниці.

Детермінованими є сигнали:

- періодичні, довільної форми;
- прямокутні;
- пилкоподібні;
- синусоїдальні;
- сигнали, що загасають;
- сигнали, що зростають;
- амплітудно-модульовані;
- частотно-модульовані;
- коливання, що модульовані за амплітудою та фазою.

Детерміновані сигнали інформації не несуть.

Детерміновані сигнали представляють собою спеціальний клас стаціонарних сигналів, які зберігають свій частотний і амплітудний склад протягом тривалого часу. Ці сигнали генеруються роторними машинами, музичними інструментами та електронними генераторами. Вони можуть бути поділені на дві основні категорії: **періодичні** та **квазіперіодичні**. Періодичні сигнали мають часову реалізацію, яка безперервно повторюється через рівні відрізки часу. Квазіперіодичні сигнали характеризуються зміною частоти повторення їхньої часової форми у часі, хоча ззовні вони можуть видавати враження періодичності. Роторні машини, особливо ті, що використовують ремінні передачі, можуть генерувати квазіперіодичні сигнали. Детерміновані сигнали є найважливішим типом сигналів для аналізу вібрацій в машинах.

Випадковими сигналами є:

- випадкове **коливання по амплітуді та фазі**;
- **безладне** коливання (акустичний, електричний шум, вібрації в перехідних процесах), а також електрична напруга, що відповідає мовленню та музиці, сигнали на вході радара, різні шумові сигнали і т. п.

Випадкові сигнали непередбачувані за своїм частотним складом і рівнями амплітуди, однак їх статистичні характеристики практично постійні. Приклади випадкових сигналів – це шум автомобіля, що проїжджає, кавітація в рідині, турбулентність у потоці газу або рідини.

Випадкові сигнали можуть бути передбачені з деякою ймовірністю, що менша за одиницю. Будь-який сигнал, що несе інформацію, є випадковим.

Нестаціонарні сигнали поділяють на **безперервні** та **перехідні**.

Прикладом нестаціонарного безперервного сигналу є вібрація, від роботи відбійного молотка, вібрація насосної установки з електроприводом.

Перехідний сигнал – це сигнал, який починається і закінчується на нульовому рівні і має скінченну тривалість. Такі сигнали можуть бути короткочасними або тривалими. Прикладами перехідних сигналів є удар молотком по пружному об’єкту або вібрація роторної машини під час її розгону та вибігу.

Періодичні сигнали завжди мають спектр з дискретними частотними компонентами, які називаються **гармоніками** або гармонічними послідовностями. Сам термін «гармоніка» прийшов з музики, де гармоніки – це цілі, що кратні опорній частоті.

3.4. Характеристика спектрів вібрації машин

Синусоїдальні коливання (рис. 3.4) складаються лише з однієї частотної компоненти, і їх спектр представлений як одиночна точка. Теоретично, істинні синусоїдальні коливання існують в незмінному вигляді протягом нескінченного часу. Така трансформація стискає всю інформацію, що міститься в синусоїдальних коливаннях нескінченної тривалості до єдиної точки.

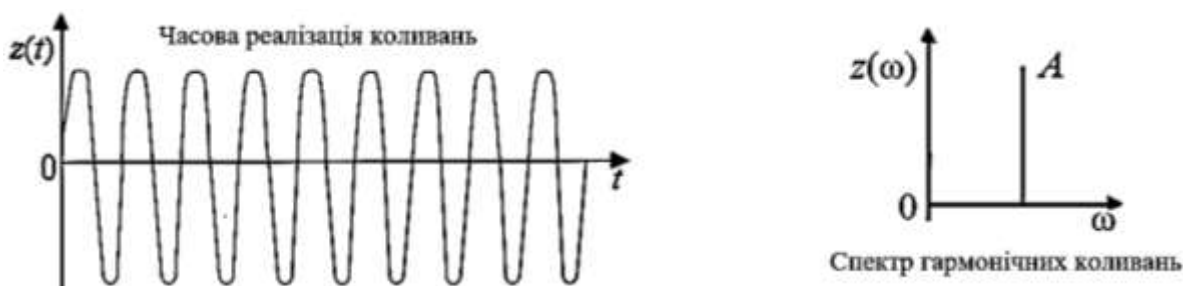


Рис. 3.4. Гармонічне коливання та його спектральна характеристика

На приведеному спектрі єдиний пік має кінцеву, а не нульову ширину, що зумовлено похибкою використовуваного алгоритму численного розрахунку, що називається швидким перетворенням Фур’є.

У машині з дисбалансом ротора виникає синусоїдальна збурювальна сила з частотою $1X$, що означає один цикл на кожен оберт. Якщо відгук такої машини був абсолютно лінійним, то вібрація також була б синусоїдальною і схожою на показану раніше часову реалізацію. У багатьох незбалансованих машинах часова реалізація коливань справді нагадує синусоїду, і в спектрі вібрації є великий пік на частоті $1X$, що відповідає частоті обертання ротора. На рис. 3.5 показано гармонічний спектр періодичного коливання у формі обрізаної синусоїди.

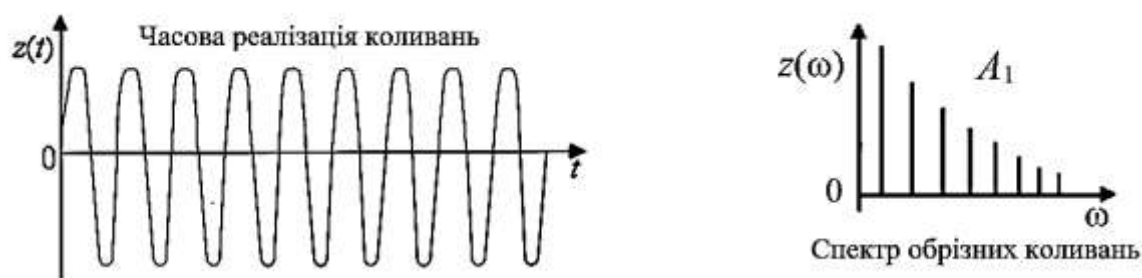


Рис. 3.5. Коливання обрізаної синусоїди та її спектральна характеристика

Цей спектр складається з компонент, розділених постійним інтервалом, що дорівнює $1/(\text{період коливання})$. Найнижча з цих компонент (перша після

нуля), називається основною, а решта – її гармоніками. Таке коливання, як видно з представленої часової реалізації сигналу, несиметричне відносно нульової осі (положення рівноваги). Це означає. Що сигнал має постійну складову, яка перетворюється у спектрі в першу лінію зліва. Даний приклад ілюструє здатність спектрального аналізу відтворювати частоти аж до нульової (нульова частота відповідає постійному сигналу, тобто відсутності коливань).

Як правило, при вібраційному аналізі машин небажано проводити спектральний аналіз на таких низьких частотах через низку причин. Більшість датчиків вібрацій не забезпечують вимірювання до нульової частоти коливань, що сприймаються. Тільки спеціальні датчики прискорювань, що застосовуються, наприклад, в інерційних навігаційних системах, дають можливість це робити. Для машинних вібрацій найменша цікава частота зазвичай складає приблизно $1/3$ номінальної частоти. В деяких машинах це може бути менше 1 Гц. Щоб виміряти й інтерпретувати сигнали в діапазоні нижче 1 Гц, потрібні спеціальні методики.

Під час аналізу вібраційних характеристик машин часто зустрічаються часові реалізації, які нагадують раніше наведені. Зазвичай це свідчить про наявність люфтів в машині і обмежений рух окремих елементів в одному з напрямків. Також можуть виникати сигнали, в яких рух обмежений в обох напрямках. У цьому випадку у спектрі періодичного сигналу будуть присутні гармонічні складові, але це будуть лише непарні гармоніки – парні гармонічні складові відсутні.

Інколи схожий спектр зустрічається в машині з дуже сильною розхитаністю, в якій зміщення частин, що вібрують, обмежене з кожного боку. Прикладом цього є розбалансована машина з ослабленими затяжними болтами кріплення.

Спектр короткого імпульсу не дискретний, а безперервний і достатньо широкий. Іншими словами енергія сигналу розподілена по всьому частотному діапазону, а не зосереджена на кількох окремих частотах. Це характерно для недетермінованих сигналів таких, як випадковий шум і перехідні процеси. Починаючи з визначеної частоти, рівень дорівнює нулю. Ця частота зворотно пропорційна тривалості імпульсу, тому, чим коротший імпульс, тим ширше його частотний склад. Якби в природі існував безкінечно короткий імпульс (математично відомий, як дельта-функція), то його спектр охоплював би всі частоти від 0 до $+\infty$.

При дослідженні безперервного спектра, зазвичай неможливо визначити, чи він відноситься до випадкового чи перехідного сигналу. Ця недолікність є характерною для частотного аналізу Фур'є, і тому, при зіткненні з безперервним спектром, корисно вивчати його часову реалізацію. Щодо аналізу вібрації машини, це допомагає розрізнити удари з імпульсними часовими проявами і випадковий шум, спричинений, наприклад, кавітацією.

Хоча одиничний імпульс рідко виникає в роторних машинах, він спеціально використовується для збурення машини під час ударних випробувань. Вібраційний відгук машини під час такого удару може не мати гладкої класичної форми, але він буде безперервним у широкому частотному діапазоні і матиме піки на власних частотах конструкції. Тому удар виявляється дуже корисним для визначення власних частот, оскільки його енергія розподілена безперервно в широкому частотному діапазоні.

Якщо імпульс повторюється з постійною частотою, то результуючий

спектр буде вже не безперервним, а таким, що складається з гармонік частоти повторення імпульсу, а його обвідна буде збігатися з формою спектра одиничного імпульсу.

Подібні сигнали видають підшипники з дефектами (вибоїни, подряпини тощо) на одному з кілець. Ці імпульси можуть бути дуже вузькими, причому вони завжди є причиною появи великої серії гармонік.

3.5. Модуляція вібраційних сигналів

Модуляцією називають нелінійне явище, у разі якого кілька сигналів взаємодіють один з одним таким чином, що в результаті отримується сигнал з новими частотами, які були відсутні в початкових. Існує багато форм модуляції, включно з амплітудною та частотною модуляцією.

Амплітудна модуляція. Амплітудну модуляцію називають явищем, при якому амплітуда сигналу періодично змінюється з певним періодом. У випадку амплітудно-модульованого сигналу, частота часової реалізації сигналу здається постійною, але його амплітуда коливається з постійним періодом.

Спектр у цьому випадку має максимальний пік на частоті-носії а також по одній компоненті з кожного боку. Ці додаткові компоненти називаються боковими смугами. На відміну від частотної модуляції, яка призводить до великої кількості бокових смуг, амплітудна модуляція супроводжується тільки двома боковими смугами, які розташовані симетрично відносно частоти-носія та віддалені на величину частоти модуляції.

У вібраціях обладнання майже завжди присутня як амплітудна, так і частотна модуляція. У таких випадках деякі бокові смуги можуть бути у протифазі. Це означає, що верхні та нижні бокові смуги матимуть різні рівні та не будуть симетричними відносно частоти-носія.

Частотна модуляція – це процес зміни частоти одного сигналу під впливом іншого сигналу з нижчою частотою, який називається модулюючим сигналом. Модульована частота називається частотою-носієм. На представленому спектрі (рис. 3.2, а; 3.6) максимальна за амплітудою компонента і є носієм, а інші складові, які схожі на гармоніки, називають боковими смугами. Ці бокові смуги розташовані симетрично по обидва боки від частоти-носія з кроком, рівним величині модулюючої частоти.

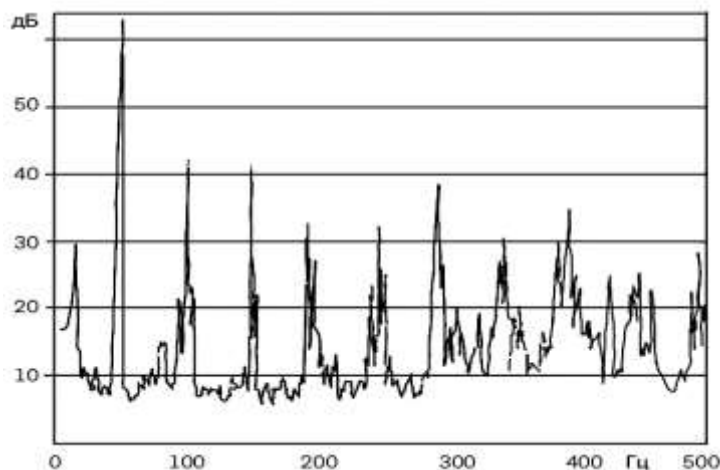


Рис. 3.6. Вузкосмуговий спектр вібрації електродвигуна

Частотна модуляція часто зустрічається у спектрах вібрації машин, особливо в зубчастих передачах, де частота зачеплення зубців модулюється частотою обертання колеса.

3.6. Складання гармонічних коливань. Биття

Коливання, які здійснює тіло, часто буває зручно розглядати як результат накладення кількох гармонічних коливань, що одночасно здійснює тіло. У зв'язку з цим виникає питання про складання гармонічних коливань. Наприклад, сума двох гармонічних коливань з однаковими частотами, але різними фазами й амплітудами – це також гармонічне коливання з тією самою частотою, але з новою фазою та амплітудою:

$$A_1 \cdot \sin(\omega_1 \cdot t + \varphi_1) + A_2 \cdot \sin(\omega_2 \cdot t + \varphi_2) = A_\Sigma \sin(\omega \cdot t + \psi), \quad (3.4)$$

де
$$A_\Sigma^2 = A_1^2 + A_2^2 + 2 \cdot A_1 \cdot A_2 \cdot \cos(\varphi_1 - \varphi_2),$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{A_1 \sin \varphi_1 + A_2 \sin \varphi_2}{A_1 \cos \varphi_1 + A_2 \cos \varphi_2},$$

де A_Σ та ψ – відповідно амплітуда і фаза результуючого коливання.

Сума двох гармонічних коливань з різними частотами (та для простоти з однаковими амплітудами:

$$A \cdot \sin(\omega_1 \cdot t) + A \cdot \sin(\omega_2 \cdot t) = 2 \cdot A \cdot \cos\left\{\left[\frac{\omega_1 - \omega_2}{2}\right] \cdot t\right\} \cdot \sin\left\{\left[\frac{\omega_1 + \omega_2}{2}\right] \cdot t\right\}, \quad (3.5)$$

вже не є гармонічним коливанням. Якщо ω_1 та ω_2 близькі за величиною, то результуюче коливання можна розглядати як коливання з деякою «середньою частотою» $(\omega_1 + \omega_2)/2$, розмахи якого повільно (порівняно з «середньою частотою») змінюються в межах від $2A$ до нуля за законом $\cos\left[\left(\frac{\omega_1 - \omega_2}{2}\right) \cdot t\right]$. Амплітуда досягає максимуму, що дорівнює $2A$, якщо фази коливань, які складаються, збігаються, і падає до нуля, коли вони протилежні (рис. 3.7). Такі коливання носять назву «**биття**». Час $T = 2 \cdot \pi / (\omega_1 - \omega_2)$ називається **періодом биття**, $\omega = (\omega_1 - \omega_2)$ – кутовою частотою биття.

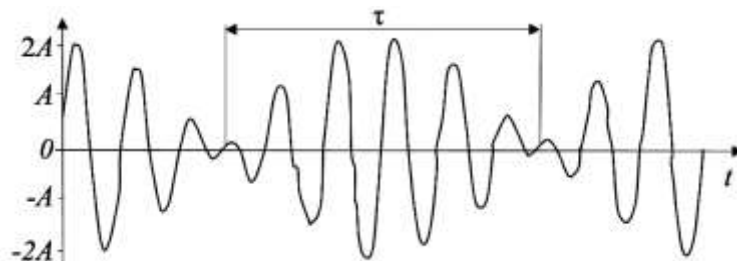


Рис. 3.7. Складання двох коливань однакових амплітуд, якщо $\omega_1 \neq \omega_2$

Якщо коливання, які складаються, мають не тільки різну частоту, але й різні амплітуди A_1 і A_2 то розмахи результуючих коливань уже ніде не спадають до нуля. Вони змінюються від $(A_1 + A_2)$ там, де фази коливань, що складаються, збігаються; до $(A_1 - A_2)$ там, де їх фази протилежні.

Чим більше відрізняються амплітуди A_1 і A_2 , тим менше «глибина» биття.

На рисунку 3.8 представлена часова реалізація певного процесу, схожого на амплітудну модуляцію. Проте насправді це просто сума двох синусоїдальних сигналів з незначними відмінностями в частоті, яка називається биттям.

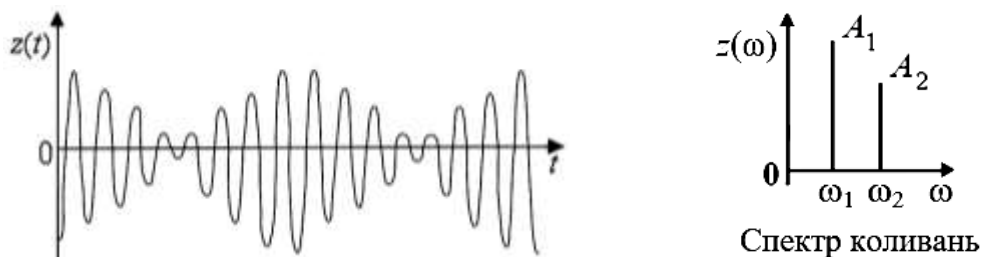


Рис. 3.8. Результат складання двох коливальних процесів та його спектр

Через те, що ці сигнали трохи відрізняються за частотою, різниця їх фаз змінюється в межах від нуля до 360° , а це означає, що їх сумарна амплітуда буде то підсилюватися (сигнали в фазі), то ослаблятися (сигнали у протифазі). У спектрі биття присутні компоненти з частотою та амплітудою кожного сигналу і повністю відсутні бокові смуги. У даному прикладі амплітуди двох вихідних сигналів різні, тому вони не повністю взаємознищуються в нульовій точці між максимумами. Биття – це лінійний процес: він не супроводжується появою нових частотних компонент.

Електродвигуни часто генерують вібраційні та акустичні сигнали, що нагадують биття, у яких частота псевдобиття дорівнює подвоєній частоті проковзування. Насправді, це є амплітудна модуляція вібраційного сигналу подвоєної частотою проковзування. Таке явище в електродвигунах інколи також називають биттям, імовірно з тієї причини, що при ньому механізм звучить як розладнаний музичний інструмент «б'є» (рис. 3.9).

Цей приклад биття аналогічний попередньому, однак рівні сигналів, що складаються, однакові за величиною, тому вони повністю взаємознищуються в нульових точках. Подібне повне взаємознищення досить рідко зустрічається в реальних вібраційних сигналах роторного обладнання.

Биття й амплітудна модуляція зовні мають схожі часові реалізації. Але у разі биття є зсув фази коливальних у точці повного взаємознищення сигналів.

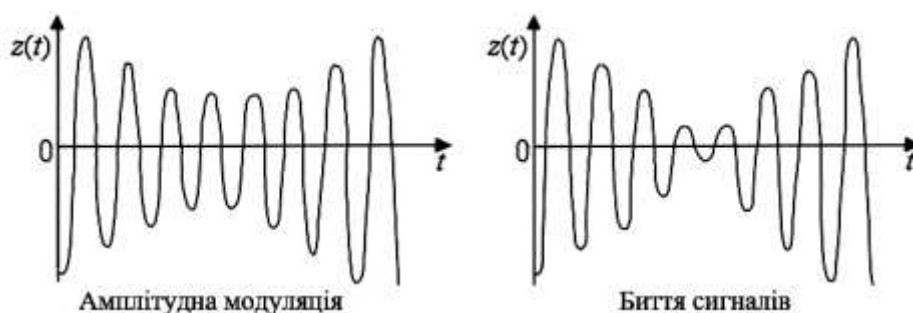


Рис. 3.9. Часові реалізації амплітудної модуляції і биття сигналів

3.7. Вибір параметрів вимірювання і кількісна оцінка вібрації

Для кількісної оцінки амплітуд механічних коливальних можна використовувати різні значення. На рис. 3.10 показані взаємні відхилення подвійної амплітуди пікового значення, середнього значення і середнього квадратичного

значення коливань у синусоїдальній формі хвилі. Випадковий сигнал може набувати будь-якого значення у визначеному діапазоні, тому його характеризують не амплітудою, частотою і фазою, а піковим значенням, середньоквадратичним значенням, середнім значенням і значенням від піка до піка [43].

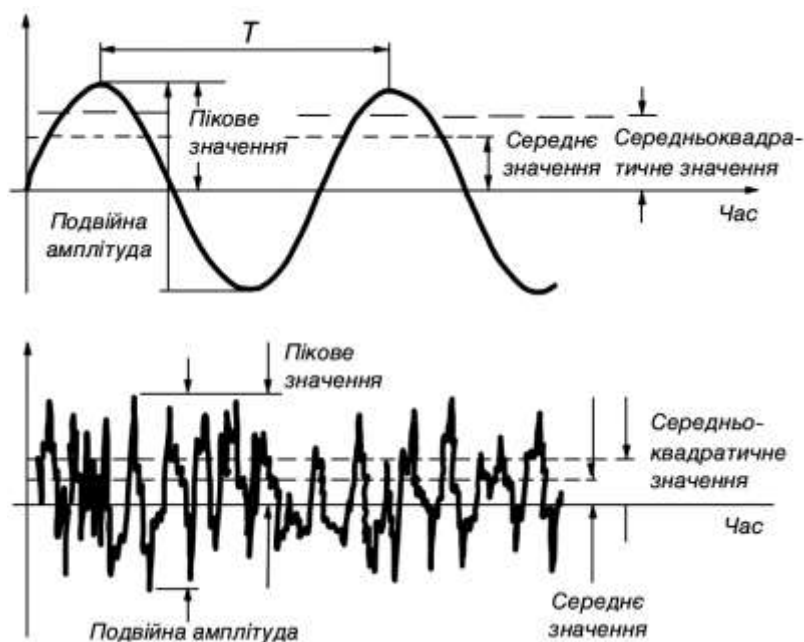


Рис. 3.10. Кількісна оцінка амплітуд механічних коливань

Залежно від спектрального складу розподілення рівнів вібрації у всьому діапазоні частот та в часі, а також від нормування допустимого рівня, вимірюють амплітудні, середні або середньоквадратичні значення.

Середньоквадратичне значення (СКЗ) є найважливішим показником, оскільки воно представляє собою квадратний корінь з усереднених за часом та піднесених до квадрату миттєвих значень. Це значення пов'язане з енергією і, отже, з руйнівною здатністю механічних коливань.

СКЗ синусоїдальних коливань дорівнює помноженому на $(1/\sqrt{2})$ піковому значенню цих коливань (в 1,41 рази менше за пікове значення). Основною перевагою вимірювання середніх квадратичних значень є незалежність цих значень від зсувів фаз між окремими складовими спектрів вимірюваної вібрації. Для отримання правильного значення інтервал усереднення повинен бути не меншим за один період коливання. Після цього добувається квадратний корінь і отримується СКЗ. Для синусоїдального сигналу (і тільки для нього) середньоквадратична амплітуда дорівнює $0,707 \times \text{Пик}$.

Середньоквадратичне значення:
$$\sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt}$$

Середнє значення:
$$\frac{1}{T} \int_0^T |x| dt$$

Подвійна амплітуда (розмах) – це різниця між додатним та від'ємним піками. Для синусоїдального коливання розмах точно дорівнює подвоєній піковій амплітуді, так як часова реалізація у цьому випадку симетрична. Однак у загальному випадку для довільних коливань це не так. Розмах використовується

ся у разі кількісного оцінювання зміщення механічних коливань, але знаходить лише обмежене застосування.

Пікове значення є максимальним значенням механічних коливань, що враховуються саме при кількісному оцінюванні короточасних механічних ударів.

Середнє значення пов'язане з часовим розвитком механічних коливань, але його практичне застосування обмежене, оскільки воно не має безпосереднього зв'язку з жодною фізичною величиною цих коливань.

Для кількісної оцінки рівнів механічних коливань у часовій області використовується зміщення (м, мм, мкм); швидкість (м/с, мм/с) або (м·с⁻¹, мм·с⁻¹); прискорення (м/с², м·с⁻²). Амплітуди зміщення, швидкості та прискорення коливань з синусоїдальною формою хвилі взаємно пов'язані математичними функціями частоти і часу, що показані на рис. 3.11 [43].

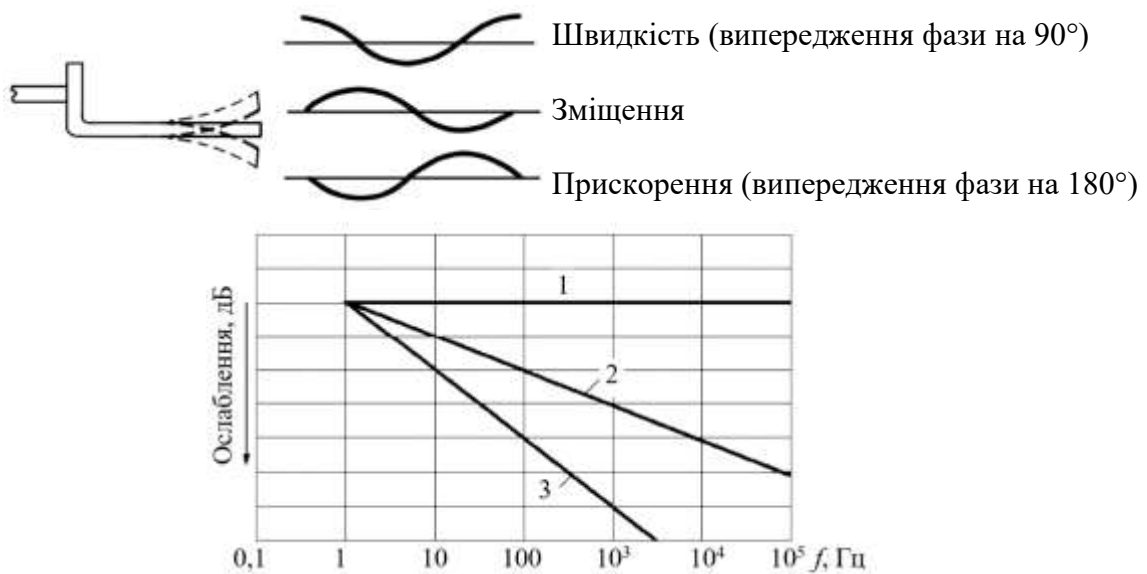


Рис. 3.11. Параметри механічних коливань:

1 – прискорення, a ; 2 – швидкість, $v = \int a dt = a/2\pi f$; 3 – зміщення, $d = \int v dt = a/(4\pi^2 f^2)$

Кожен з параметрів має певну особливість у разі його використання як критерій несправності. Вибір діагностичних параметрів вібрації залежить від типів досліджуваних на них коливань.

У низькочастотному діапазоні частіше вимірюють параметри віброзміщення, в середньочастотному – віброшвидкість, а у високочастотному – віброприскорення. Однак такий поділ є умовним. Необхідність вимірювання віброзміщення може виникати у високочастотному діапазоні, а віброприскорення – у низькочастотному.

Амплітуда віброзміщення характеризує деформацію конструкції при вібрації і може бути рекомендована для вимірювань, якщо несправність призводить до зміни деяких лінійних або кутових розмірів на низьких частотах менших 10-50 Гц. Вимірювання й аналіз зміщення не є завданням першочергової важливості при загальному дослідженні механічних коливань, однак зміщення відіграє важливу роль у машин і механізмів, сконструйованих з урахуванням зазорів між окремими елементами і деталями.

Зміщення також часто слугує параметром при балансуванні елементів, що обертаються, так як відносно великі зміщення спостерігаються на частоті

обертання деталі, яку балансують. Віброзміщенням зацікавлюються у тих випадках, коли необхідно знати відносне зміщення об'єкта або деформації з великими амплітудами, наприклад, коливання рам, корпусів, комбайнів та інших великих конструкцій.

Використання параметра віброзміщення при контролі вібрації за спектром утруднене, бо електронна вимірювальна апаратура містить у своєму складі віброперетворювачі, які реагують на прискорення та швидкість. Апаратне переведення останніх у зміщення призводить до суттєвих похибок у вимірюваннях.

З цих простих міркувань випливає, що одні й ті самі вібраційні дані, представлені у вигляді графіків зміщення, швидкості або прискорення, будуть мати різний вигляд. На графіку зміщення буде підсилена низькочастотна область, а на графіку прискорення підсилена високочастотна область при ослабленні низькочастотної.

З приведених на рис. 3.12 спектрограм вібрації випливає, що діапазон амплітуди, який необхідний для відтворення кривої швидкості, найменший і тому займає найменший динамічний діапазон. Кожна крива, маючи різні нахили, дає правильну картину спектра вібрації. У них є піки на одних і тих самих частотах. Амплітуда піків така ж відносно загального нахилу кожного спектра. Якщо врахувати, що зміни амплітуд віброшвидкості в частотному діапазоні до 10-20 кГц суттєво менше, ніж зміни амплітуд віброзміщення та віброприскорення, то можна зробити висновок, що віброшвидкість є найбільш універсальним критерієм інтенсивності вібрації.

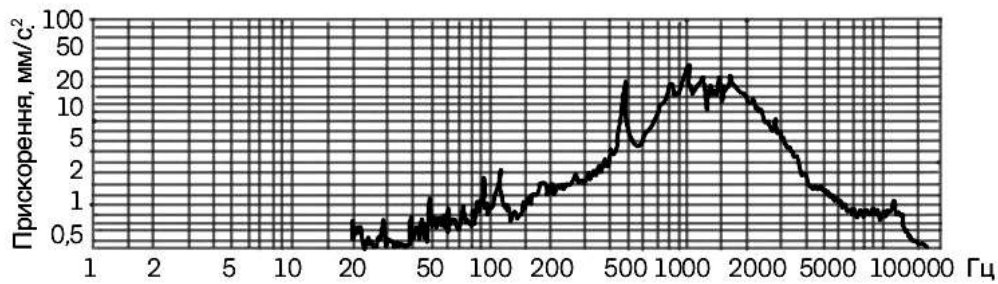
Досвід підтверджує, що загальне середнє квадратичне значення швидкості, вимірюване в частотному діапазоні від 10 Гц до 1000 Гц, найточніше відображає суворість і небезпечність вібрації.

Отже, можна вивести практичне правило: завжди переважно слід застосовувати той параметр механічних коливань, частотний спектр якого має вигляд плоскої кривої – менший динамічний діапазон (рис. 3.13).

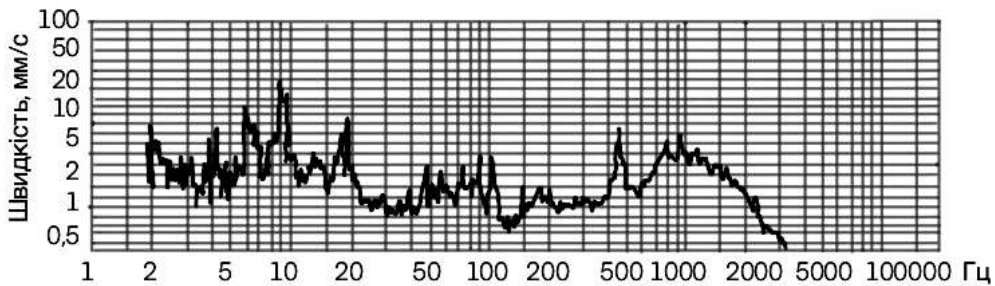
Це автоматично забезпечує оптимальну експлуатацію вібромережів, зокрема з точки зору її робочого динамічного діапазону – тобто діапазону з межами, що дорівнюють найбільшому та найменшому значенням, які надійно і точно вимірюються даною апаратурою. Згідно з цим правилом перевага при частотному аналізі зазвичай віддається віброприскоренню або віброшвидкості механічних коливань. Вибір вібраційного прискорення як контрольованого параметра має низку переваг, одна з яких полягає в тому, що віброприскорення при певних умовах є показником динамічного навантаження, що діє на тіло. Прискорення механічних коливань часто відноситься до прискорення сили тяжіння g . Одиниця g і m/s^2 взаємно пов'язані фактором 10 (9,81).

Логарифмічна шкала амплітуди – шкала рівня. До її переваг належить можливість застосування відносних одиниць при порівнюванні цих коливань. Найбільш розповсюдженою відносною одиницею, що належить до логарифмічної шкали, є децибел (дБ), що визначається відношенням визначеного та опорного значень відповідної величини механічних коливань.

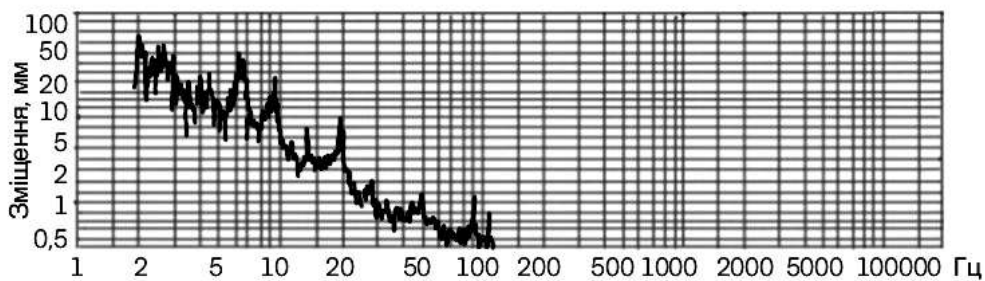
З рис. 3.12, 3.13 випливає, що в низькочастотній області зручніше всього за нормований параметр вибирати віброзміщення, в області середніх частот – віброшвидкість, а для високочастотної області – віброприскорення.



а



б



в

Рис. 3.12. Спектрограми прискорення (а), швидкості (б) та зміщення (в) механічних коливань електричного дреля

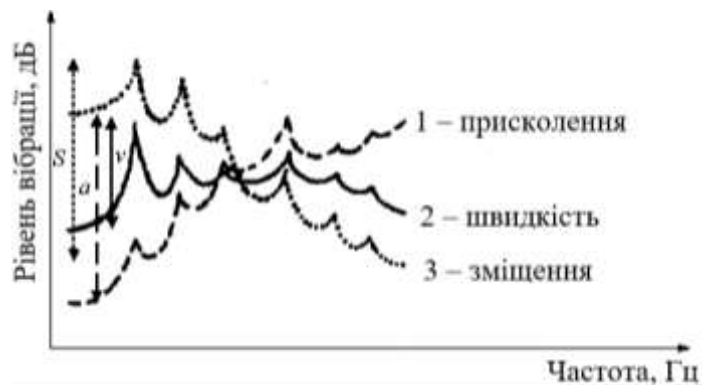


Рис. 3.13. Типовий спектр вібрації машини, виражений у прискоренні, швидкості та зміщенні:

$$1 - \text{прискорення, } a; 2 - \text{швидкість, } v = \frac{a}{2\pi f}; 3 - \text{зміщення, } S = \frac{a}{4\pi^2 f^2}$$

Рівні вібрації визначаються у цьому випадку енергетично в децибелах, які представляють собою десять логарифмів відношень між розглянутими величинами та початковими умовно прийнятими пороговими (опорними) значеннями.

Отже, проведений аналіз вібраційних параметрів зміщення, швидкості та прискорення показує, що оскільки дефекти підшипникових вузлів, зубчастих

передач, потоковмісних гідравлічних та аеродинамічних систем машин проявляються в широкому діапазоні частот від кількох герців до 20 кГц, універсальним критерієм оцінки інтенсивності вібрації є віброприскорення. Перевага при вимірюванні та аналізі вібрацій надається віброприскоренню. При вимірюванні прискорення охоплюється область високих частот.

Вібраційна (коливальна) потужність визначається добутком діючої сили F на віброшвидкість:

$$N = F_x \cos F_x, \quad (3.6)$$

де F_x – кут між напрямком сили та віброшвидкості.

Віброприскорення часто виражається і в логарифмічних одиницях відносно прискорення сили тяжіння g :

$$L_x = 20 \lg(x / g). \quad (3.7)$$

Параметром вібрації є також величина механічного опору коливальної системи Z – відношення сили F , що діє на систему, до віброшвидкості \dot{x} , Н·с/м, збурювальної вібрації, тобто:

$$Z_M = F / \dot{x}. \quad (3.8)$$

Згідно з ISO 1683 [44] рівень сили з опорним значенням $F_0=10^{-6}$ Н визначається як (дБ):

$$L_F = 20 \lg(F / F_0), \quad (3.9)$$

Стандартом ISO 1683 встановлені опорні значення механічних коливань:

- прискорення $\dot{x}_0 = 10^{-6}$ м/с²;
- швидкість $\ddot{x}_0 = 10^{-9}$ м/с;
- зміщення $x_0 = 10^{-12}$ м.

Числові значення рівнів прискорення, швидкості та зміщення механічних коливань із синусоїдальною формою хвилі та кутовою частотою 1000 рад/с (приблизно 155 Гц) дорівнюють одне одному.

Логарифмічна шкала частоти. При представленні механічних коливань і їх складових у частотній області часто доцільно використовувати логарифмічну шкалу частот. Логарифмічна шкала сприяє відносному розширенню області низьких частот та стисненню області високих частот і, отже, збереженню ідентичного відносного розширення по частоті на всіх частотах діапазону, який ураховується. Переваги застосування логарифмічної шкали частоти важливі саме при графічному поданні спектрів механічних коливань.

Логарифмічна шкала також ефективна при графічному представленні амплітуд механічних коливань і до її переваг належить можливість застосування відносних одиниць при порівнянні рівнів цих коливань. Найбільш поширеною відносною одиницею для вимірювання механічних коливань на логарифмічній шкалі є децибел (дБ). Децибел визначається як відношення виміряного значення до відповідного опорного значення величини механічних коливань. Важливо зауважити, що для перетворення рівнів вібрацій з децибелів на абсолютні значення, потрібно знати відповідне опорне значення (табл. 3.1).

Опорні значення для визначення рівнів у децибелах (ISO 1683)

Відносно амплітуд	Величина	Визначення, дБ	Опорне значення
	Рівень прискорення	$L_a = 20 \log_{10}(a/a_0)$	$a_0=10^{-6}$, м/с ²
	Рівень швидкості	$L_v = 20 \log_{10}(v/v_0)$	$v_0=10^{-8}$, м/с
	Рівень сили	$L_F = 20 \log_{10}(F/F_0)$	$F_0=10^{-6}$, Н

Наприклад, якщо ми говоримо, що один рівень механічних коливань складає 85 дБ, це не надає повної інформації. Для того, щоб зрозуміти абсолютне значення цього рівня, необхідно знати опорне значення, відносно якого визначений цей децибельний рівень. Отже, більш точним є вислів: рівень швидкості механічних коливань дорівнює 85 дБ відносно 10^{-9} м/с.

Можна відмітити, що досі не прийняті загальні опорні значення окремих величин механічних коливань. Запропоновані для нормалізації опорні значення механічних величин, що використовуються при вирахованні їх рівнів у децибелах, наведені в таблиці 3.1.

Лінійні шкали амплітуди і частоти використовуються для вимірювань механічних коливань, коли необхідна висока роздільна здатність по амплітуді і частоті. Використання лінійної шкали частоти дозволяє виділяти частотні компоненти, які знаходяться близько один від одного, і сприяє виявленню гармонік, розташованих через рівні частотні інтервали в спектрі досліджуваних механічних коливань.

При представленні спектра вібрації з використанням лінійної амплітудної шкали дуже легко виявити й оцінити компоненту в спектрі. Однак при оцінюванні величини менших компонент можуть виникнути великі труднощі. Людське око здатне розрізнити в спектрі компоненти, які приблизно в 50 разів нижчі за максимум, але все, що менше цього буде втрачене.

Лінійний масштаб застосовують, якщо всі суттєві компоненти мають приблизно однакову висоту. Але у разі вібрації машин, зароджувані несправності в таких деталях, як підшипники, спричиняють сигнали з дуже малою амплітудою. Якщо потрібно надійно відслідкувати розвиток цих спектральних компонент, то краще відкладати на графіку логарифм амплітуди, а не її саму. У разі такого підходу можна зобразити на графіку і візуально інтерпретувати сигнали, що відрізняються по амплітуді в 5000 раз, тобто мають динамічний діапазон по меншій мірі у 100 разів більший, ніж дозволяє лінійний масштаб.

Використовуючи логарифмічну амплітудну шкалу, сигнал може бути помножений на деяку константу без зміни форми та взаємозв'язків між компонентами в спектрі.

На лінійному спектрі лінійної амплітудної шкали великі піки легко розпізнаються, але піки з низькими значеннями складно відокремити. Проте під час аналізу вібрацій машин, часто особливу увагу приділяють саме дрібним компонентам у спектрі. Наприклад, при діагностиці підшипників кочення ці малі компоненти мають важливе значення. Під час моніторингу вібрації діагноста цікавить зростання рівнів конкретних спектральних компонент, що вказує на розвиток несправності, яка з'явилася. У кульковому підшипнику двигуна може розвиватися незначний дефект на одному з кілець або на кульці, а рівень вібрації на відповідній частоті спочатку буде дуже малим. Але це не означає, що

його можна проігнорувати, бо перевага обслуговування за станом у тому й полягає, що воно дає можливість виявити несправність на початковій стадії розвитку. Необхідно слідкувати за рівнем цього незначного дефекту, щоб передбачити, коли він перетвориться в суттєву проблему, яка вимагає втручання.

Очевидно, що, якщо рівень вібраційної компоненти, що відповідає якомусь дефекту, подвоюється, то значить з цим дефектом відбулися значні зміни. Потужність і енергія вібраційного сигналу пропорційна квадрату амплітуди, тому її подвоєння означає, що вчетверо більше енергії додається у вібрацію. Якщо ми спробуємо відслідкувати спектральний пік з амплітудою приблизно 0,0086 мм/с, то нам прийдеться дуже непросто, тому що він виявиться значно меншим порівняно зі значно більш високими компонентами.

Як відомо, логарифм добутку дорівнює сумі логарифмів множників. Це означає, що зміна коефіцієнта підсилення сигналу не впливає на форму його спектра в логарифмічному масштабі. Цей факт значно спрощує візуальну інтерпретацію спектрів, виміряних при різних коефіцієнтах підсилення – криві просто зміщуються на графіку вгору або вниз. У разі використання лінійної шкали форма спектра різко змінюється при зміні коефіцієнта підсилення приладу. Хоча по вертикальній осі на графіку використовується логарифмічна шкала, одиниці вимірювання амплітуди залишаються лінійними (мм/с), що відповідає збільшенню кількості нулів після коми.

У даному разі ми отримали величезну перевагу для візуальної оцінки спектра, гак як уся сукупність піків і їх співвідношення тепер стала видимою. Іншими словами, якщо порівнювати логарифмічні спектри вібрацій машини, і якій підшипники спрацьовуються, то бачимо зростання рівнів тільки у підшипникових тонів, тоді як рівні інших компонент будуть залишатися незмінними. Форма спектра одразу зміниться. Це можна буде виявити неозброєним оком.

3.8. Взаємозв'язок між рівнями вібрації. Представлення параметрів вібрації у децибелах

Зручним різновидом логарифмічного представлення є децибел (дБ). Децибел – це логарифмічна відносна одиниця амплітуди коливань, яка дає можливість легко виконувати порівняльні вимірювання. Будь-яке збільшення рівня на 6 дБ відповідає подвоєнню амплітуди незалежно від початкового значення. Аналогічно, будь-яка зміна рівня на 20 дБ означає зростання амплітуди в десять разів. Тобто у разі постійного співвідношення амплітуд їх рівні в децибелах будуть різнитися на постійне число, незалежно від їх абсолютних значень. Така властивість дуже зручна при відслідковуванні розвитку вібрації (трендів); зростання на 6 дБ завжди вказує на подвоєння її величини.

Децибел визначається за такою формулою:

$$L_v = 20 \lg(U / U_0), \quad (3.10)$$

де L – рівень сигналу в дБ; U – рівень вібрації у звичайних одиницях прискорення, швидкості або зміщення; U_0 – опорний рівень, що відповідає 0 децибел.

Поняття децибела було вперше введено в практику компанією Bell Telephone Labs ще на початку 20 століття. Спершу воно застосовувалось для

вимірювань відносних втрат потужності та відношення сигнал-шум у телефонних мережах. Невдовзі децибел став використовуватися як міра рівня звукового тиску. Будемо позначати рівень віброшвидкості в децибелах як $V_{дБ}$ (від англ. Слова Velocity – швидкість) та визначимо його таким чином:

$$L_v = 20 \lg(V / V_0); \quad (3.11)$$

або

$$L_v = 20 \lg \left(\frac{V}{5 \cdot 10^{-9} \text{ м/с}^2} \right). \quad (3.12)$$

Опорний рівень у 10^{-9} м/с^2 достатній для того, щоб усі вимірювання вібрацій машини в децибелах були додатними. Вказаний стандартизований опорний рівень відповідає міжнародній системі СІ, але він не признається як стандарт у США та інших країнах. Наприклад, у ВМС США та багатьох американських галузях промисловості як опорне береться значення 10^{-8} м/с . У результаті цього американські показники для тієї самої віброшвидкості будуть на 20 дБ нижчими, ніж у СІ.

У табл. 3.2 показаний взаємозв'язок між змінами рівня в децибелах і відповідними відношеннями амплітуд.

Таблиця 3.2

Взаємозв'язок між змінами рівня у децибелах та відповідними відношеннями амплітуд

Зміна рівня в дБ	Співвідношення амплітуд	Зміна рівня в дБ	Співвідношення амплітуд
0	1	30	31
3	1,4	36	60
6	2	40	100
10	3,1	50	310
12	4	60	1000
18	8	70	3100
20	10	80	10000
24	16	100	100000

При використанні як одиниць вимірювання амплітуди вібрації децибелів стає доступною значно більше інформації порівняно з лінійними одиницями. Крім того, логарифмічна шкала в децибелах значно більш наочна, ніж логарифмічна шкала з лінійними одиницями.

Віброприскорення і віброзміщення також можуть бути виражені в децибелах (табл. 3.3). Щоб їх розрізнити, позначимо децибелами прискорення $A_{дБ}$ (від англ. Acceleration – прискорення), децибелами швидкості – $V_{дБ}$ (від англ. Velocity – швидкість), а децибелами зміщення – $D_{дБ}$ (від англ. Displacement – зміщення).

Шкала $A_{дБ}$ є однією з найбільш використовуваних. Для опорного рівня прискорення пересічно використовують значення 1 мкг (в Україні стандартний опорний рівень віброприскорення – 1 мкм/с^2 , тобто майже у 10 раз нижчий; це означає, що значення L_a в $A_{дБ}$, взяте згідно з українським стандартом, буде на 20 дБ вищим за американське).

Виявляється, що при 3,16 Гц рівні віброшвидкості в $V_{дБ}$ та віброприскорення в $A_{дБ}$ збігаються (в американській системі це відбувається на частоті 159,2 Гц).

Відповідність рівнів швидкостей у VдБ та амплітуди коливань у мм/с

VдБ	мм/с	VдБ	мм/с	VдБ	мм/с
60	0,050	90	1,6	120	50
52	0,063	92	2,0	122	63
64	0,079	94	2,5	124	79
66	0,10	96	3,2	126	100
68	0,13	98	4,0	128	130
70	0,16	100	5,0	130	160
72	0,20	102	6,3	132	200
74	0,25	104	7,9	134	250
76	0,32	106	10	136	320
78	0,40	108	13	138	400
80	0,50	110	16	140	500
82	0,63	112	20	142	630
84	0,79	114	25	144	790
86	1,0	116	32	146	1000
88	1,3	118	40	148	1300

Наведені далі формули визначають взаємозв'язки між рівнями віброприскорення, швидкості та зміщення в АдБ, VдБ і DдБ відповідно:

$$L_V = L_A - 20 \cdot \lg(f) + 10 \quad (3.13)$$

$$L_V = L_D + 20 \cdot \lg(f) - 60 \quad (3.14)$$

$$L_D = L_A - 20 \cdot \lg(f) + 70 \quad (3.15)$$

Прискорення та швидкість в лінійних одиницях можуть бути отримані з відповідних рівнів у децибелах за формулами:

$$A(\text{м/с}^2) = 10^{\frac{L_A - 120}{20}} \quad (3.16)$$

$$V(\text{м/с}) = 10^{\frac{L_V - 146}{20}} \quad (3.17)$$

Для часових реалізацій у часовій області завжди використовуються лінійні одиниці вимірювання амплітуди, миттєве значення сигналу може бути і від'ємним, і тому його неможливо логарифмувати.

Висновки за розділом 3

Цікавість до вібраційних методів діагностики велика, оскільки вібраційний сигнал містить всю об'єктивну інформацію про зміни всіх компонентів, які визначають технічний стан машини у реальному часі.

Основні характеристики вібраційних сигналів, що використовуються для оцінки якості машини, включають пропорційну або близьку до пропорційної залежність зміни вібрації від частоти обертання, зазору, значень часових і геометричних похибок, збурення та швидкість поширення вібрації. Ці властивості дозволяють використовувати сучасні віброаналізатори, комп'ютерні та мікропроцесорні технології для спостереження в реальному часі та порівняння реакції всіх компонентів структурних, функціональних та динамічних властивос-

тей механізмів машин. З цими характеристиками можна аналізувати вплив змін у конструкції, технології виготовлення, робочих процесів та режимів роботи. Використання цих методів дозволяє швидко отримувати інформацію про технічний стан, підвищувати точність діагнозу та зменшувати трудомісткість настройки конструкції, ресурсних та експлуатаційних випробувань, а також проводити діагностику машин під час їх виготовлення та експлуатації.

Для кількісної оцінки рівнів вібрації машин використовують зміщення, швидкість і прискорення, які взаємно пов'язані математичними функціями частоти і часу.

В низькочастотному діапазоні (40-50 Гц) частіше вимірюють віброзміщення, у середньо частотному (до 1000 Гц) – віброшвидкість, а у високочастотному (до 20 кГц) – віброприскорення. Однак такий поділ є умовним.

Апаратне перетворення (особливо прискорення у зміщення) призводить до суттєвих похибок при вимірюванні. Для машин з підшипниковими вузлами кочення, зубчастими передачами і потоковмісними системами універсальним критерієм у всьому діапазоні частот є віброприскорення у логарифмічних величинах (дБ).

4. АПАРАТНІ ЗАСОБИ ВІБРАЦІЙНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ МАШИН

4.1. Вимоги до засобів вимірювання вібрації

Вимірювання вібрації – це складний процес, реалізація якого вимагає певного набору методів і засобів. Вибір методів і засобів вимірювання визначається завданнями вимірювань та впливає на точність і достовірність їх результатів.

На сьогодні накопичений великий досвід щодо вимірювання й аналізу віброакустичних процесів узагальнення якого знайшло відображення у низці робіт [12, 13, 16, 26, 27, 30, 41, 43]. Як впливає з цих робіт, методологія і практична реалізація процесу вимірювання віброакустичних сигналів практично не залежить від фізичної природи (вібрація, акустичний шум тощо). Відмінність полягає у первинних перетворювачах (датчиках).

Інформації про вібраційне поле машини отримують з працюючої машини у вигляді сукупності коливальних процесів, а результат видається у вигляді деяких характеристик структури й інтенсивності коливань згідно із завданнями вимірювань.

При визначенні вимог до вимірювальної системи вібрації її слід розглядати як єдину фізичну систему, яка перетворює вхідний сигнал (вібрацію) у вихідний (вимірювані характеристики і параметри). Тому вимірювальна система зазвичай містить низку елементів, що включені послідовно. В ній є елемент, який здійснює отримання інформації з об'єкта (первинний перетворювач або датчик), елементи, що виконують функціональне перетворення вхідного сигналу відповідно до завдань вимірювань, елементи, які виконують реєстрацію результатів вимірювань.

Система вимірювань вібрації найчастіше містить елементи, наведені на рис. 4.1. Датчик вібрації (віброперетворювач) Д перетворює механічні коливання (вібрацію) $x(t)$ в електричні $U_1(t)$. Вхідний перетворювач ВП виконує узгодження електричного сигналу $U_1(t)$ датчика з наступними пристроями, а також різні лінійні перетворення (фільтрацію, інтегрування, диференціювання).



Рис. 4.1. Структурна схема вимірювання вібрації

Лінійний підсилювач П забезпечує підсилення сигналу після вхідного перетворювача $U_2(t)$ до величини, необхідної для виконання функціональних перетворень і реєстрації. Функціональний перетворювач ФП виконує отримання й обчислення необхідних характеристик і параметрів. Реєстратор Р потрібен для відображення результатів вимірювання.

До вимірювальних систем висуваються різноманітні вимоги залежно від завдань вимірювання. Серед усього різноманіття цих вимог можна виділити низку спільних. Однією із спільних вимог є багатоканальність системи, оскільки інформація про вібрацію отримується з кількох точок. З умов безпечності

впливає вимога дистанційності. Відстань від датчиків до реєстраторів може вираховуватися десятками і сотнями метрів.

При вимірюваннях вібрації потрібно, щоб форма вібрації не спотворювалась. Для цього треба, щоб частотна характеристика $K(f)$ системи була рівномірною (плоскою) у всьому необхідному частотному діапазоні вібрації:

$$K(f) = \text{const} \text{ при } f_H < f < f_B,$$

де f_H та f_B – відповідно нижня і верхня частоти діапазону вимірювання вібрації.

Амплітудна характеристика каналу повинна бути лінійною в межах вимірюваних значень амплітуд вібрації.

Елементи вимірювальної системи потрібно розглядати як лінійні. У разі послідовного включення лінійних ланок частотна характеристика всієї системи визначається як добуток характеристик окремих ланок:

$$K_{\Sigma}(f) = \prod_{i=1}^N K_i(f). \quad (4.1)$$

Це вказує на можливість взаємної компенсації частотних характеристик ланок для отримання плоскої характеристики всієї системи.

Тому при створенні системи вимірювань згідно із завданнями, що потрібно вирішувати, слід знати характеристики окремих ланок, з яких складатиметься ця система.

4.2. Вибір засобів вимірювання, аналізу вібрації та діагностування машин

Особливості вібраційного діагностування машин полягають в аналізі сигналів вібрації з метою формування діагностичних ознак, чутливих до малих відхилень параметрів технічного стану від норми в умовах існування великого рівня перешкод не тільки від роботи вузла, що діагностується, але й від сусідніх вузлів.

До основних факторів, які впливають на вибір апаратури для спектрального аналізу вібраційних характеристик машин відносяться:

- частотний і динамічний діапазон досліджуваних процесів;
- вид спектральної характеристики, що аналізується (спектральна, щільність, амплітудний спектр, взаємний спектр);
- характер залежності спектрів від часу (поточні, миттєві, усереднені, тобто накопичені спектри) і від просторових змінних (просторово-часові спектри);
- потрібна кількість аналізу (частотне розділення, швидкодія і т. д.);
- елементна база, яка визначає технічну реалізацію (аналогова, цифрова, гібридна) та можливості інтерфейсу з пристроями збирання й реєстрації даних.

У зв'язку з тим, що часовий процес містить надлишкову інформацію та мало підходить для цілей діагностики, виникає необхідність аналізу віброакустичного сигналу, залежно від глибини діагностики: на широкій смузі, в октавних, третьоктавних та вузьких смугах частот, а також аналізу тонкої структури сигналу, яка міститься у вузькосмугових спектрах вібрації.

До найбільш ефективних методів виділення інформативних компонентів

вібраційних сигналів належать: гребінчаста фільтрація, включаючи амплітудне і фазове детектування сигналу в зонах вимушених і власних частот механізму; частотна та часова селекція; виділення когерентних складових; аналіз поведінки статичних моментів одновимірних та двовимірних законів розподілення ймовірностей миттєвих значень; кепстральний і біспектральний аналіз, та інші методи.

Класифікація засобів дослідження вібрації, контролю та діагностики технічного стану машин за складом та призначенням наведена на рис. 4.2.



Рис. 4.2. Класифікація засобів вимірювання вібрації та діагностування механізмів за ступенем автоматизації, можливостями аналізу і функціональним призначенням

Існує дві групи методів вимірювання параметрів вібрації: контактні (механічний зв'язок датчика з досліджуваним об'єктом) і безконтактні, тобто не зв'язані з об'єктом механічним зв'язком.

Найпростіші методи реєстрації вібрації включають використання контактних п'єзоелектричних датчиків. П'єзоелектричні вібродатчики мають значні переваги порівняно з іншими видами датчиків, такими як ємнісні, потенціометричні, п'єзорезисторні і датчики з рухомою котушкою.

У сучасний час п'єзоелектричні віброперетворювачі вважаються найкращими вібраційними датчиками для різноманітних застосувань, таких як:

- вимірювання, аналіз та реєстрація механічних коливань, вібрації і ударів.
- дослідження та контроль механічних коливань і вібрації.
- аналіз форм коливань і вивчення динамічних характеристик конструкцій.
- керування і контроль під час вібровипробувань.

Діагностика та контроль якості виробництва та експлуатації машин.

Для вимірювання вібрації, як правило, використовуються датчики віброприскорення, які працюють на п'єзоефекті. В таких датчиках електричний заряд на виході пропорційний діючій на датчик силі. Лише у низці стаціонарних систем контролю вібрації великих машин з підшипниками ковзання використовуються датчики коливального зміщення, що вбудовані в підшипник (по два датчика на підшипник). Ці датчики дають можливість вимірювати траєкторію руху центру вала в підшипниках (його орбіту) і, тим самим, безпосередньо визначати величину спрацьованості вкладишів.

Принцип роботи датчиків віброприскорення ґрунтується на прямому п'єзоефекті. Він сконструйований так, що при збуренні механічними коливаннями передбачена в корпусі акселерометра маса впливає на нього силою, яка пропорційна прискоренню механічних коливань. Це відповідає закону, згідно з яким сила дорівнює добутку маси і прискорення.

У разі впливу механічних коливань на основу віброперетворювача з прискоренням a інерційна маса m випробовує дію сили P :

$$P = m \cdot a. \quad (4.2)$$

П'єзоелементи віброперетворювача зазнають деформації стиснення-розтягнення, в результаті чого на гранях п'єзоелементів виникають електричні заряди, пропорційні діючому прискоренню.

Контактні віброперетворювачі дають можливість виконувати вимірювання з високою точністю в широкому діапазоні частот від часток герців до 55 кГц та при відносно великих амплітудах вібрації.

Усі безконтактні методи ґрунтуються на зондуванні об'єкта звуковими й електромагнітними хвилями. Однією з таких розробок є метод ультразвукової фазометрії. Цей метод полягає у вимірюванні поточного значення різниці фаз опорного сигналу ультразвукової частоти та сигналу, який відбивається від досліджуваного об'єкта. Як чутливий елемент використовується п'єзоелектрична кераміка.

На частоті ультразвуку в 240 кГц, чутливість для вимірювання віброзміщення становить 10 мкм. У діапазоні від 10 до 50 мкм відстані до об'єкта можна здійснювати вимірювання на відстані до 1,5 метрів. На частоті 32 кГц чутливість складає 30 мкм, і можливі вимірювання на відстані до 2 метрів та більше. Зі зростанням частоти сигналу зондування чутливість також збільшується.

До позитивних якостей цього методу можна віднести: дешевизну і компактність апаратури, що робить його вигідним для вимірювань; невеликий час вимірювання, що дозволяє отримувати результати швидко; відсутність обмеження знизу на частотний діапазон, що дозволяє вимірювати низькочастотні вібрації; високу точність вимірювань низькочастотної вібрації.

З недоліків можна виділити: сильне затухання ультразвуку в повітрі, що може обмежувати дальність вимірювань; залежність від стану атмосфери, яка може впливати на точність вимірювань; зменшення точності вимірювань зі зростанням частоти вібрацій, що робить метод менш ефективним для вимірювань високочастотних коливань.

Широке розповсюдження отримали методи, які ґрунтуються на зондуванні об'єкта видимим світлом. Основні оптичні методи поділяються на дві

групи. До першої належать такі, що ґрунтуються на реєстрації ефекту Доплера. Найпростішим з них є гомодинний метод, який дає можливість вимірювати амплітуди і фази гармонічної вібрації, але за його допомогою неможливо досліджувати негармонічну та велику за амплітудою вібрацію. Ці недоліки можна усунути, використовуючи гетеродинні методи. Але вони потребують калібрування і, крім того, вимірювальна апаратура значно ускладнюється.

Істотним недоліком перерахованих методів є високі вимоги до якості поверхні досліджуваного об'єкта. Але вони втрачають своє значення при використанні голографічних методів, які й утворюють другу групу.

Голографічні методи мають високу роздільну здатність (до 0,05 мкм), але вони вимагають складного та вартісного обладнання. Крім того, час вимірювань дуже тривалий.

Спільними недоліками оптичних методів є складність, громіздкість і висока вартість обладнання, велике енергоспоживання, високі вимоги до якості поверхні досліджуваного об'єкта, високі вимоги до стану атмосфери (певна вологість, відсутність запилення тощо). Крім того, лазерне випромінювання шкідливо впливає на зір обслуговуючого персоналу і вимагає додаткових запобіжних заходів і захисту.

Частину таких недоліків можна усунути, використовуючи методи, які ґрунтуються на використанні НВЧ випромінювання. Вони поділяються на інтерференційні та резонансні. В основі інтерференційних методів лежить зондування досліджуваного об'єкта хвилями ВЧ та НВЧ діапазонів, приймання та аналіз відбитих (розсіяних) об'єктом хвиль. Між випромінювачем і досліджуваним об'єктом в результаті інтерференції утворюється стояча хвиля.

Вібрація об'єкта призводить до амплітудної та фазової модуляції відбитої хвилі й до утворення сигналу биттів. У виділеного сигналу змінного струму амплітуда пропорційна віброзміщенню, а частота відповідає частоті вібрації об'єкта.

Безконтактне вимірювання параметрів вібрації резонансним методом можливе і при включенні приймально-передавальної антени у частотнозадавальному коло НВЧ генератора, тобто при роботі в автогенераторному режимі. Такі системи називаються автодинними генераторами або просто автодинами.

4.3. Акселерометри. Типи, конструкція і частотні характеристики

Ідеальним вважається п'єзOMETричний віброперетворювач з високою чутливістю, широким робочим частотним діапазоном та мінімальною масою. На жаль, вимога високої чутливості суперечить вимозі малої власної маси і якнайширшого частотного діапазону. На практиці необхідно приймати компромісні рішення. Тому розробляється й випускається великий асортимент п'єзоелектричних віброперетворювачів, що містить як універсальні загального призначення, так і спеціальні віброперетворювачі, які розраховані на експлуатацію у певних зонах і умовах навколишнього середовища: при робочій температурі від мінус 30 °С до плюс 400 °С, у високій вологості та у воді, у частотному діапазоні від 0,1 Гц до 54 кГц.

Типи акселерометрів. Більшість виробників вібродатчиків виготовляє й випускає багатий асортимент акселерометрів (рис. 4.3). Однак вибір акселеро-

метра відповідно до умов вимірювання є складним.

Невелика група акселерометрів загального призначення задовольняє вимогам більшості нормальних умов вимірювання й аналізу механічних коливань:

- для вимірювання у трьох взаємно перпендикулярних напрямках;
- для стаціонарних віброконтролюючих установок;
- для вимірювання коливань конструкцій будівель, мостів та ін.;
- для експлуатації при високих температурах;
- для калібрування та перевірки вібродатчиків;
- для вимірювання й аналізу механічних ударів з амплітудами до 100 км/с^2 ($100\,000 \text{ g}$).

Рознімачі для підключення з'єднувальних кабелів акселерометрів розташовані або зверху, або збоку корпусу. Їх чутливість знаходиться в діапазоні $1\text{-}10 \text{ мВ}$ (пКл/мс^{-2}). Спеціальні акселерометри фірми Brüel & Kjær фабричної марки Uni-Gain® мають нормалізовану чутливість, наприклад, 1 або 10 пКл/мс^{-2} . Що значно спрощує калібрування і перевірку вібровимірювальних систем [43]. Інші акселерометри розроблені з урахуванням досягнення оптимальних характеристик у визначених сферах застосування.

Прикладом можуть бути малогабаритні й легкі акселерометри, призначені для вимірювання механічних коливань із великими амплітудами і високими частотами, які застосовуються при дослідженні легких конструкцій, каркасів, панелей тощо. Власна маса цих акселерометрів в межах від $1/2$ до 2 г .

Спеціальні акселерометри є оптимальними, наприклад, для одночасного вимірювання у трьох взаємно перпендикулярних напрямках, для роботи при високих температурах, вимірюванні великих прискорень або сильних механічних ударів, калібрування вібродатчиків методом порівняння і для безперервного контролю механічних коливань у промисловості та ін.

П'єзоелектричні акселерометри мають:

- широкий робочий діапазон частот з лінійною характеристикою;
- вихідний електричний сигнал, пропорційний прискоренню механічних коливань, який можна перетворити електронними інтеграторами в сигнал, пропорційний віброшвидкості або віброзміщенню;
- високу стійкість щодо впливу навколишнього середовища та зберігають високу точність навіть у несприятливих експлуатаційних умовах;
- активний перетворювач, якому не потрібно джерело енергії;



Рис. 4.3. Типи акселерометрів

- конструкцію без рухомих деталей, що гарантує виняткову довговічність;
- малогабаритну компактну конструкцію й велике співвідношення відносної чутливості до власної маси.

Конструкція акселерометрів. П'єзоелемент акселерометрів сконструйований так, що при механічному збудженні наявна в корпусі акселерометра маса впливає на нього із силою, яка пропорційна прискоренню механічних коливань рис. 4.4. Це відповідає закону, відповідно до якого сила дорівнює добутку маси й прискорення.

У нормальних умовах застосування чутливість акселерометра не є критичним параметром, тому що сучасні передпідсилювачі розраховані на посилення сигналів із малими амплітудами.

Власна маса акселерометра стає важливим параметром при вимірюванні й аналізі механічних коливань легких об'єктів. Додаткова маса акселерометра може значно впливати на амплітуду та частоту вимірюваних і аналізованих коливань й вібрації.

Як загальне правило можна прийняти, що власна маса акселерометра не повинна перевищувати 1/10 динамічної маси об'єкта, на якому він закріплений.

Графік на рис. 4.4 (б) ілюструє притаманні п'єзоелектричним акселерометрам виняткову лінійність і широкий робочий динамічний діапазон.

Верхня межа частоти. Верхня межа робочого частотного діапазону закріпленого акселерометра визначається його частотою резонансу, яка показана на амплітудно-частотній характеристиці на рис. 4.4 (б, в). Ця частота резонансу вказує на верхню межу частотного діапазону, в якому акселерометр, на який впливають механічні коливання з фіксованою амплітудою, видаватиме пропорційний електричний сигнал з фіксованою амплітудою.

Зазвичай, чим вища частота резонансу закріпленого акселерометра, тим ширший його робочий частотний діапазон. На частотах, значно нижчих за резонансну частоту загальної системи «маса-пружина,» прискорення маси акселерометра ідентичне прискоренню його фундаменту, і тому електричний сигнал, який видаватиметься акселерометром, буде пропорційним прискоренню механічних коливань, що на нього впливають.

Пізоелектричні акселерометри можуть бути побудовані за різними варіантами конструкції, включаючи:

- варіант стиснення – маса впливає на п'єзоелектричний елемент силою стиснення;
- варіант зсуву. Для нього характерним є робота п'єзоелемента під дією зусилля зсуву, яке виникає внаслідок руху внутрішньої маси акселерометра і призводить до деформації п'єзоелемента, що також генерує електричний сигнал.

Характеристики акселерометрів. Основними технічними характеристиками акселерометрів є чутливість, маса і динамічний діапазон.

Чутливість є ключовим параметром акселерометра. Ідеальним був би акселерометр, який надає максимальну амплітуду електричного сигналу. Однак чутливість пов'язана з розміром п'єзоелемента та, отже, з розміром та масою самого акселерометра. У зазвичайних умовах застосування чутливість акселерометра не завжди є критичним параметром, оскільки сучасні передпідсилю-

вачі призначені для підсилення сигналів навіть із невеликими амплітудами.

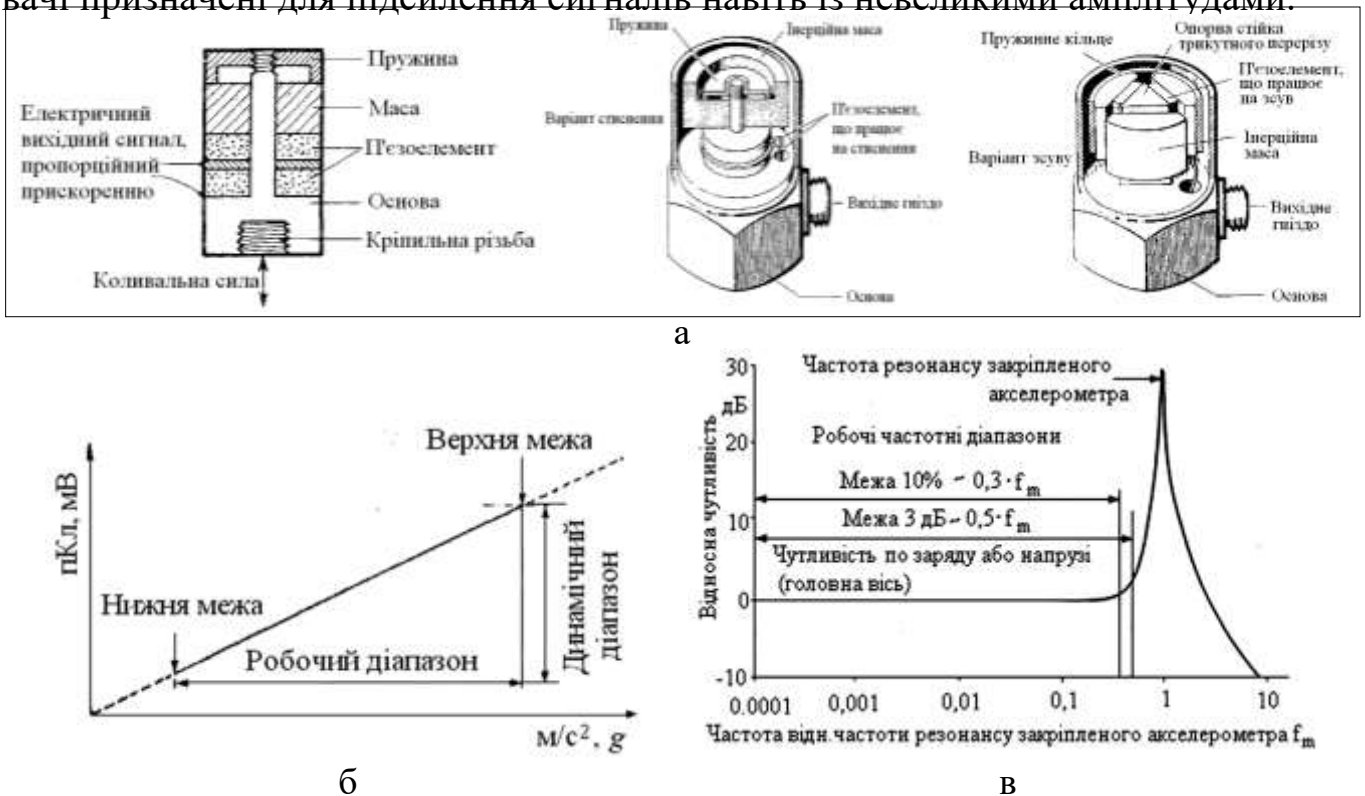


Рис. 4.4. Конструкція акселерометра (а), робочий і динамічний діапазон (б), амплітудно-частотна характеристика (в)

Робочий динамічний діапазон акселерометра є важливим фактором для вимірювання і аналізу механічних коливань з надзвичайно малими або великими амплітудами прискорення. Зазвичай нижню межу робочого динамічного діапазону не визначає сам акселерометр, але вона залежить від електричного шуму, який збирають і генерують сполучні кабелі та підсилювальні каскади. При використанні загального віброаналізатора ця нижня межа, зазвичай, становить приблизно 1/100 м/с².

Верхня межа робочого динамічного діапазону акселерометра визначається міцністю його конструкції. Характеристика типового акселерометра загального призначення лінійна до 50000-100000 м/с², тобто до області амплітуд механічних ударів. Спеціальні акселерометри, наприклад 8309, що призначені для вимірювання й аналізу механічних ударів, є лінійними до 1000 км/с² (100000 g).

4.4. Вибір віброперетворювачів

Успішне вирішення завдань вимірювання вібрації у значній мірі залежить від вибору типу віброперетворювача. Вибір типу віброперетворювача визначає (особливо для високочастотних вимірювань) інформативність вібраційного сигналу, достовірність і точність вимірювання параметрів вібрації в робочому діапазоні частот.

Віброперетворювачі повинні задовольняти таким вимогам:

- забезпечувати лінійну залежність між рівнем вимірюваного параметра вібрації та вихідним електричним сигналом у заданому діапазоні частот;
- мати малу залежність вихідного сигналу від зміни навколишніх умов;

- мати малу чутливість до перешкод;
- мати невеликі розміри і вагу.

На практиці не можна створити вібродатчик, який узагалі не чутливий до умов навколишнього середовища і до зміни цих умов. Джерелами перешкод при застосуванні віброперетворювачів можуть бути: шум використовуваних у вимірювальних трактах сполучних кабелів, контури заземлень, паразитні струми, що проходять через екрани сполучних кабелів у землю, струси й перегини сполучних кабелів, що змінюють їхню ємність, перевищення температури й вологості середовища. Описані конструкції, експлуатаційні характеристики і застосування п'єзоелектричних віброперетворювачів наведені на рис. 4.5, 4.6.



▲ значення, які підходять для ліній передачі сигналів від акселерометрів до підсилювача-збудника (мкВ/м·с⁻²)

Рис. 4.5. Нижні й верхні межі робочих динамічних діапазонів і значення маси виготовлених фірмою Brüel & Kjaer акселерометрів загального призначення

На рисунку 4.6 показані верхні межі для пікових значень S (безперервні механічні коливання) та S (механічні удари), а також нижні межі для СКЗ (середньоквадратичні значення) в третьооктавних смугах від нижньої до верхньої межі частот (10%) і в діапазоні від 2 Гц до 22 кГц. Ці значення є номінальними та підлягають вимірюванню при застосуванні відповідних акселерометрів, які постачаються разом з підсилювачем заряду виробництва фірми Brüel & Kjaer.

При виборі віброперетворювачів необхідно брати до уваги умови навколишнього середовища. Рис. 4.7 ілюструє фактори, що можуть вплинути на результати вимірювань досліджуваних механічних коливань.

Власна маса перетворювача може впливати на результати вимірювань вібрації досліджуваної машини. У стандарті ДСТУ 12096:2005 встановлено вимогу до маси віброперетворювача, яка повинна становити не більше 5% маси вузла, на якому він встановлений. Маса віброперетворювачів, що виготовляються, може коливатися від $3 \cdot 10^{-3}$ кг до $3 \cdot 10^2$ кг.

Нижня межа робочого частотного діапазону, в якому працює п'єзоелектричний віброперетворювач, залежить від параметрів використову-

ваного передпідсилювача.

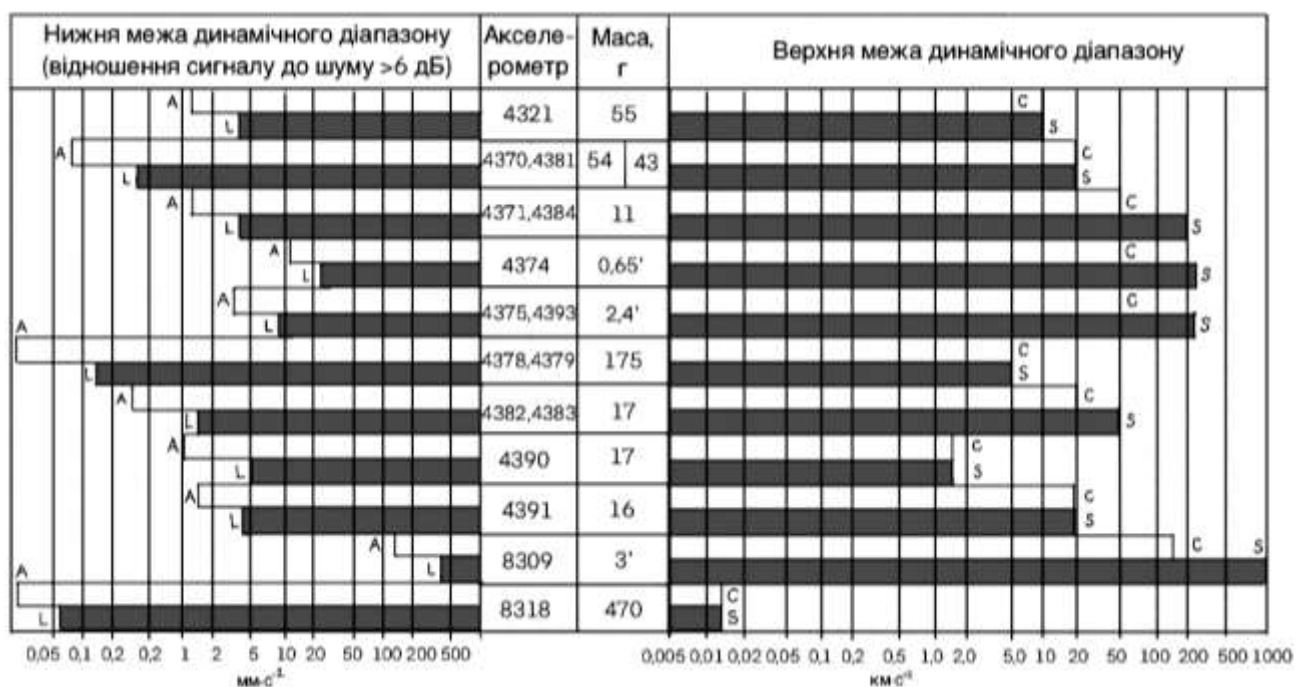


Рис. 4.6. Нижні й верхні межі динамічних діапазонів і значення маси акселерометрів, які виготовляються фірмою Brüel & Kjør

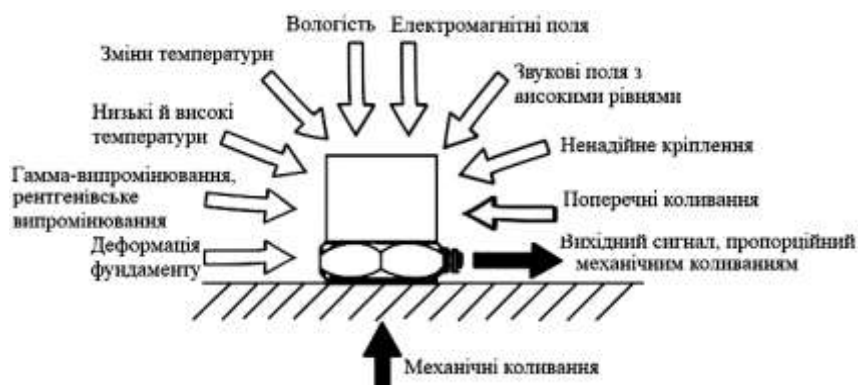


Рис. 4.7. Фактори, які зумовлюють створення на виході віброперетворювача паразитного сигналу, не пов'язаного з досліджуваними механічними коливаннями

Власне кажучи, використовуваний передпідсилювач визначає швидкість зміни електричного заряду, який генерує віброперетворювач. Найкращі комплекти віброперетворювачів і передпідсилювачів дають можливість вимірювання механічних коливань з частотами 0,003 Гц.

Верхня межа робочого частотного діапазону віброперетворювача визначається частотою резонансу закріпленого віброперетворювача. Верхня межа частоти віброперетворювача на практиці зазвичай враховується як межа 5%, межа 10%, або межа 3 дБ (рис. 4.4, в).

Межа 5% визначена частотою, на якій відносне відхилення одержуваного в результаті виміру значення амплітуди механічних коливань складає 5% від діючого на віброперетворювач значення амплітуди. З похибкою, що перевищує 5%, можна вимірювати механічні коливання з частотами, меншими приблизно поділеного на 5 (коефіцієнт множення 0,22) значення резонансної частоти.

ти закріпленого віброперетворювача.

Межа 10% визначена частотою, на якій відносне відхилення одержуваного від віброперетворювача в результаті виміру значення амплітуди складає 10% від дійсного значення амплітуди механічних коливань. З похибкою до 10% можна вимірювати механічні коливання поблизу верхнього робочого частотного діапазону, рівного $1/3$ резонансної частоти закріпленого акселерометра. Резонансна частота малогабаритних акселерометрів із малою власною масою доходить до 180 кГц, у той час, як резонансна частота акселерометра загального призначення знаходиться в області 20-30 кГц.

Межа 3 дБ визначена частотою, на якій різниця одержуваного в результаті виміру значення рівня і дійсного значення рівня механічних коливань, що діють на віброперетворювач, складає 3 дБ. З похибкою, яка не перевищує 3 дБ, можна вимірювати механічні коливання з частотами, меншими поділеного приблизно на 2 (коефіцієнт множення 0,54) значення резонансної частоти закріпленого віброперетворювача.

Визначивши очікуване максимальне значення прискорення коливань, що підлягають вимірюванню, аналізу й реєстрації, потрібно переконатися у тому, що навіть наближене значення не перевищує $1/3$ максимально допустимого значення механічного удару, яке наводиться серед технічних даних віброметрів. При вимірюванні, аналізі та реєстрації коливань і ударів із великими амплітудами прискорення рекомендується застосовувати віброперетворювачі з відносно низькою чутливістю за зарядом і напругою, у той час як коливання й удари з малими амплітудами прискорення висувають вимоги до застосування віброперетворювачів із високою чутливістю за зарядом або напругою.

У випадку, якщо процес, що підлягає вимірюванню, аналізу або реєстрації, містить коливання з великими амплітудами в поперечних напрямках і/або складовими, що доходять до області власного резонансу закріпленого на випробовуваному об'єкті віброперетворювачі частотами, ще до початку вимірювання, аналізу і реєстрації рекомендується виконати попередній контрольний вимір з метою визначення, чи знаходяться згадані складові в межах значень, щонайменше в 30 разів менше максимально припустимих значень, що наводяться серед технічних даних. При невідповідності цьому, необхідне застосування віброперетворювача з відповідними верхніми межами або оснащення віброперетворювача механічним фільтром, що загороджує або послабляє механічні коливання з високими частотами.

При нормальній експлуатації віброперетворювачів не рекомендується довгострокове застосування їх поблизу верхніх меж динамічного та температурного діапазонів.

Віброперетворювач рекомендується підключати до передпідсилювача, який використовується разом з ним, ще до його кріплення на поверхні об'єктів із високою температурою. Це виключає можливість наростання статичного заряду, при наявності якого не виключені зміни чутливості віброперетворювачів.

Віброперетворювачі не слід піддавати сильним короточасним змінам температури, тому що неоднорідний стиск і розтягання їх окремих деталей може спричинити деформацію п'єзоелементів та, у крайніх випадках, навіть їх вихід із ладу. Це явище варто враховувати при вимірюванні коливань із низь-

кими частотами і малими амплітудами прискорення.

Технічні характеристики віброперетворювача, придатні для роботи в насколишньому середовищі, повинні відповідати найбільш не вигідним умовам вимірювання, аналізу та реєстрації коливань і ударів.

4.5. Вимоги до акселерометра та місця його кріплення

Частотний діапазон акселерометра повинен включати всі можливі резонансні частоти елементів машини: від 1 кГц до 40 кГц і більше. При цьому, щоб запобігти накладкам, власна частота резонансу акселерометра повинна суттєво відрізнятися від діапазону досліджуваних частот. ВЧ сигнали сильно поглинаються в металі та в місцях гвинтових і зварних з'єднань, тому акселерометр потрібно встановлювати якомога ближче до навантаженої зони підшипника (зазвичай у нижній точці), щоб мінімізувати затухання і спотворення сигналу. У всіх випадках загальна маса вузла датчика не повинна перевищувати 1/50 маси машини (агрегату, вузла).

Точність вимірюваних рівнів вібрації залежить від:

- рівнів діючих в об'єкті динамічних сил і моментів;
- віддаленості віброперетворювача від джерела вібрації, особливо високочастотної;
- властивостей деталей і вузлів розташованих між віброперетворювачем і місцем джерела виникнення вібрації;
- анізотропності інерційно-жорсткісних властивостей машини;
- місцеположення, орієнтації, чистоти поверхні;
- способу і міцності кріплення віброперетворювача.

Вимоги до механічного кріплення акселерометрів подані в ДСТУ ISO 5348:2009 [45].

Акселерометр потрібно закріплювати так, щоб його вісь максимальної чутливості збігалася з потрібним при вимірюванні спрямуванням. Акселерометри також чутливі до коливань у поперечних напрямках. Однак цією поперечною чутливістю можна у більшості практичних випадків знехтувати, так як вона нормально менша за 1% максимальної чутливості акселерометра.

Мета вимірювання й аналізу механічних коливань зазвичай диктує розташування місць кріплення акселерометра на досліджуваному об'єкті. Наприклад, показаний на рис. 4.8 корпус підшипника.

Метою вимірювання механічних коливань є контроль умов роботи вала і підшипника. Акселерометр слід установити так, щоб на його основу безпосередньо діяли механічні коливання підшипника. Для вимірювання вібрації підшипників правильними точками вимірювання є точки А і Б (рис. 4.8, в), а також у точці Б (рис. 4.8, г). На точність вимірювань у точці Е й А' (рис. 4.8, г) впливає жорсткість кріплення кришки, її ослаблення в процесі експлуатації машини.

Акселерометр «А» сприймає механічні коливання підшипника без помітного впливу коливань, створюваних іншими вузлами і деталями машини, у той час як акселерометр «Г» може сприймати модифіковані механічними параметрами місця з'єднання коливання підшипника і механічні коливання, що генеруються іншими вузлами машини. Аналогічно, акселерометр «Б» розташований більш до-

цільно з точки зору розповсюдження механічних коливань, ніж акселерометр «Е».

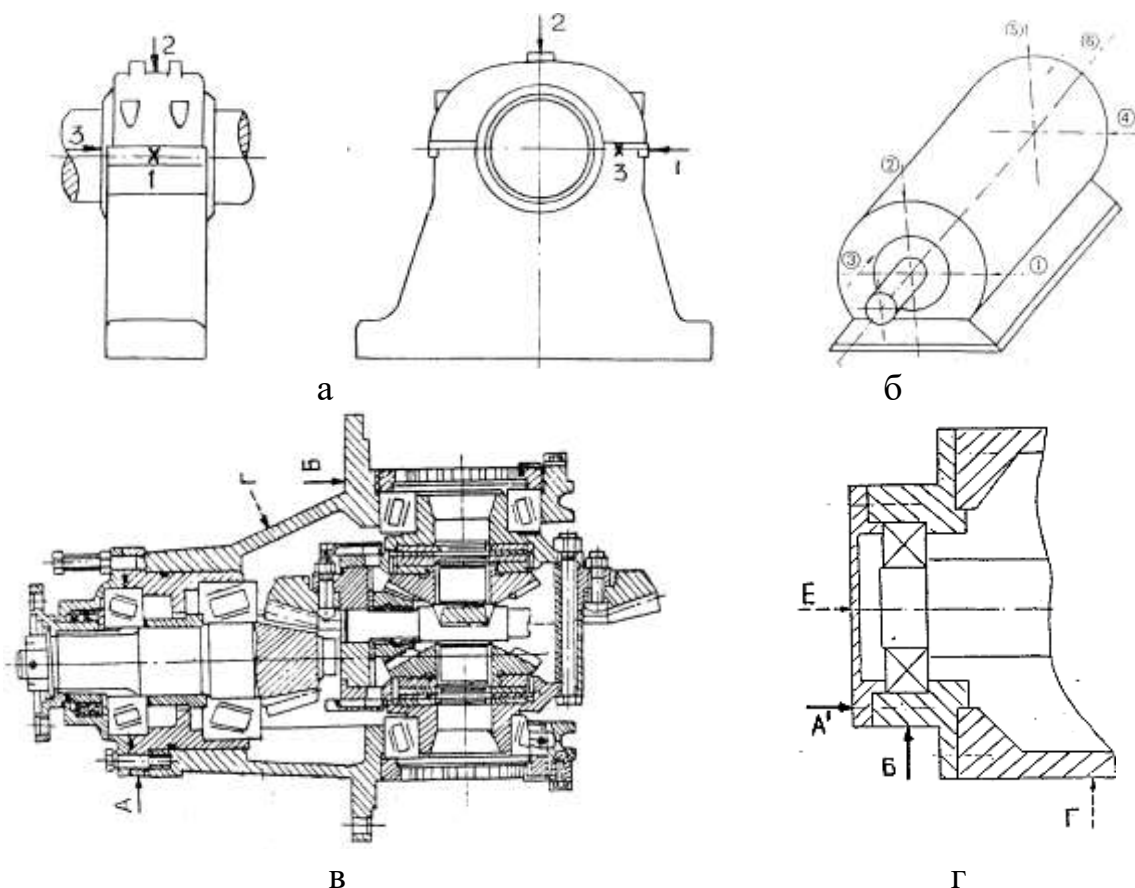


Рис. 4.8. Місця і точки прослуховування та вимірювання вібрації:
 а – підшипникові вузли (ISO 20816-1:2016 [46]); 1-3 – точки вимірювання; б –
 електродвигун (ISO 20816-1:2016 [46]); 1-6 – напрямки вимірювання; в – головна
 передача трактора Т-150К; г – підшипниковий вузол механізмів і агрегатів

Під час підготовки до вимірювання й аналізу механічних коливань завжди піднімається питання про напрямок, що є оптимальним з точки зору дослідження певного елемента чи вузла машини. Загальної відповіді на це питання чи відповідного правила немає, але у розглянутому прикладі можна вважати ефективним, зокрема, для контролю умов роботи, вимірювання коливань в осьовому й одному з радіальних напрямків. Перевага віддається радіальному напрямку, що відповідає напрямку мінімальної жорсткості.

Реакція механічних систем на механічні коливання є складним фізичним процесом. Тому при вимірюванні навіть на одному елементі машини і близьких один до одного точках можуть спостерігатися значні різниці в амплітуді та частотному спектрі досліджуваних коливань. Ця особливість стосується переважно вищих і високих частот.

Віброперетворювачі слід встановлювати в місцях якомога ближче до діагностованого вузла машини (точки А і Б, рис. 4.9) і так, щоб вісь максимальної чутливості збігалася з напрямком збурювальної сили. Між джерелом вібрації та місцями кріплення віброперетворювача повинні знаходитися тільки жорсткі елементи конструкції з мінімальною кількістю сполучень деталей.

Мінімальна кількість точок вимірювання вібрації для діагностування автомобіля показана на схемі рис. 4.10.

Способи кріплення віброперетворювачів. Для забезпечення оптимальних експлуатаційних характеристик акселерометра найкращим методом його кріплення є застосування сталеві шпильки з різьбою (рис. 4.11, б). Допуски для монтажних поверхонь і рекомендовані установчі моменти зазвичай указуються виробниками акселерометрів.

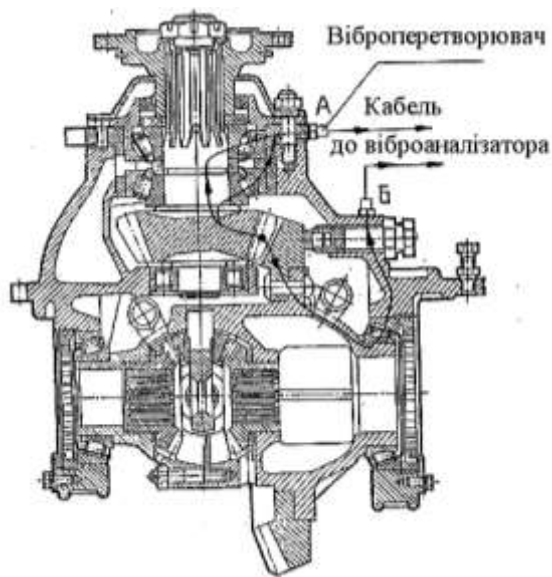
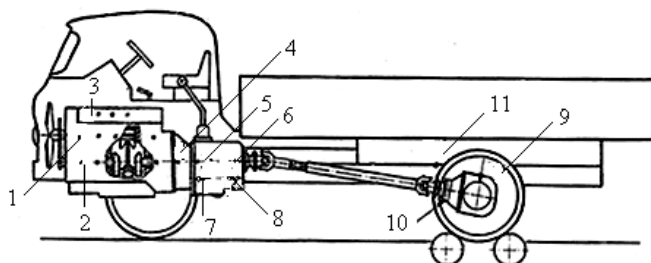


Рис. 4.9. Місця і точки кріплення віброперетворювачів головної передачі автомобіля



1 – поршнів; 2 – підшипників; 3 – клапанів; 4 – муфти зчеплення; 5, 7, 8 – коробки передач; 6, 10 – карданної передачі; 9, 10 – головної передачі мостів; 11 – підвіски

Рис. 4.10. Місця контролю вібрації автомобіля

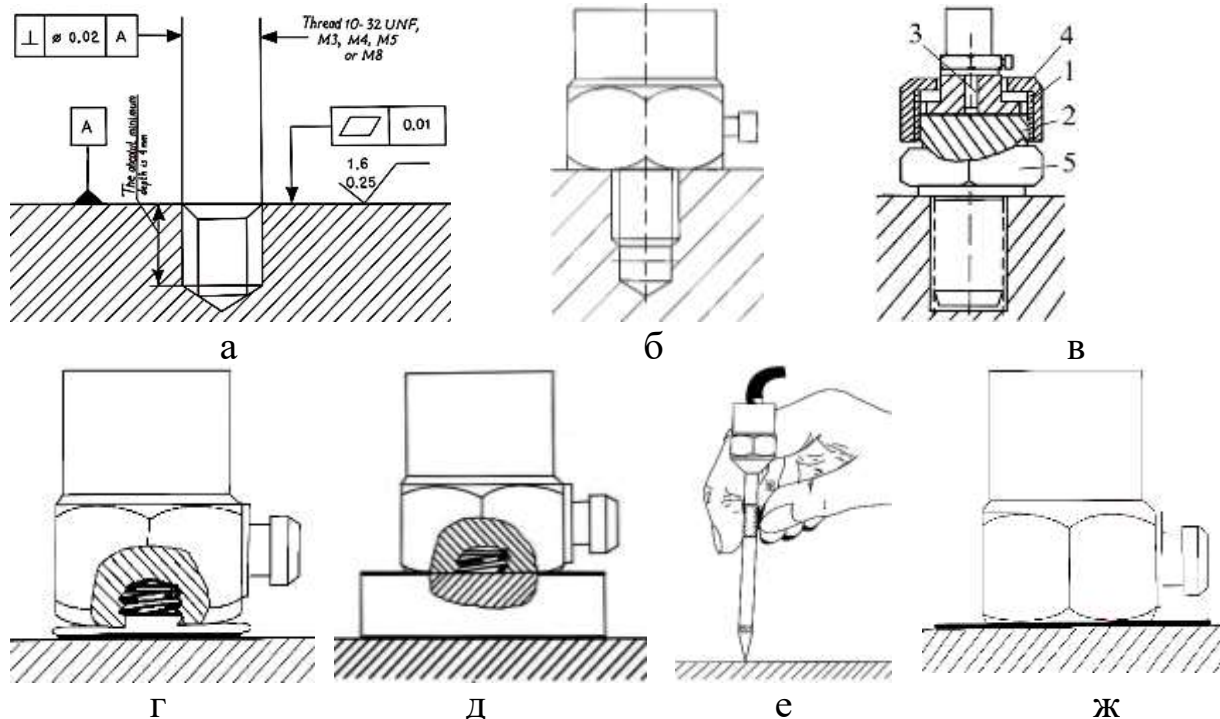


Рис. 4.11. Кріплення акселерометрів:

а – вимоги до якості поверхонь кріплення та кріпильної різьби; б – кріплення сталевію або електроізолюваною шпилькою; в – кріплення електроізолюваною прокладкою (1, 2), сталевію шпилькою (3), накладною гайкою (4), різьбовію бобишкою (5) або болтом; г – спеціальною шпилькою і клеєм; д – магнітом і тонким

шаром силіконового мастила; е – ручний щуп з гострим і закругленим кінчиком; ж – за вибором: мастика, липкий двосторонній пластик, тонкий шар бджолиного воску

Цей метод не завжди є зручним, можливим або раціональним. Хороші результати можуть бути отримані при кріпленні за допомогою магніту або тонкого шару бджолиного воску, що накладається на основу акселерометра перед тим, як він міцно притискається до конструкції. Такі методи кріплення можуть призвести до звуження корисного частотного діапазону акселерометра, але це рідко коли призводить до виникнення проблем при аналізі мод коливань (рис. 4.11, д).

У тих випадках, коли необхідне міцне кріплення одного або кількох акселерометрів, і порушення поверхні об'єкта різьбовими отворами неможливе або небажане, ефективними є спеціальні шпильки, що кріпляться до об'єкта твердим клеєм або цементом (рис. 4.11, г). Як матеріали для склеювання рекомендуються епоксидні смоли та цианакрилові клеї. Застосування м'яких клеїв може призвести до значного зменшення робочого частотного діапазону акселерометра.

Ізольована шпилька та слюдяна шайба використовуються там, де потрібна електрична ізоляція акселерометра відносно об'єкта (рис. 4.11, ж). Електрична ізоляція попереджує утворення контурів заземлення.

Слід відзначити, що слюдяна шайба повинна мати невелику товщину. Ізольована шпилька і слюдяна шайба забезпечують надійне кріплення акселерометра, що зменшує резонансну частоту всього до 28 кГц.

Простим методом кріплення акселерометра на рівній поверхні об'єкта з магнітного матеріалу є застосування постійного магніту. Так як резонансна частота закріпленого на магніті акселерометра значно зменшується (приблизно від 7 кГц до 10 кГц), цим методом можна користуватися тільки при вимірюванні й аналізі в області низьких частот. Сила постійного магніту забезпечує надійну роботу акселерометра при прискореннях до 1000-2000 м/с² (в залежності від власної маси акселерометра).

Підтримуваний і переміщуваний рукою щуп, на верхньому кінці якого закріплений акселерометр (рис. 4.11, е), зручно застосовувати при швидкому орієнтовному вимірюванні та перевірці механічних коливань. Однак, через малу загальну жорсткість отримані при застосуванні цього методу результати не зовсім точні та відтворювані. Вібровимірювальна система, що використовується разом із закріпленим на щупі акселерометром, повинна мати фільтр нижніх частот, що обмежує загальний робочий частотний діапазон на частоті приблизно в 1000 Гц. При кріпленні агрегатів можна використовувати спосіб кріплення, наведений на рис. 4.11, (в).

4.6. Амплітудно-частотні характеристики акселерометрів, закріплених різними способами

Криві амплітудно-частотних характеристик, показані на рис. 4.12, сприяють безпосередньому порівнянню та оцінюванню впливу способів кріплення акселерометрів. Наведених на рис. 4.11.

Принципи просторової форми вібрації достатньо прості, хоча далеко не завжди дають однозначний результат. Так, вібрація повинна вимірюватися у кількох контрольних точках обладнання в трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

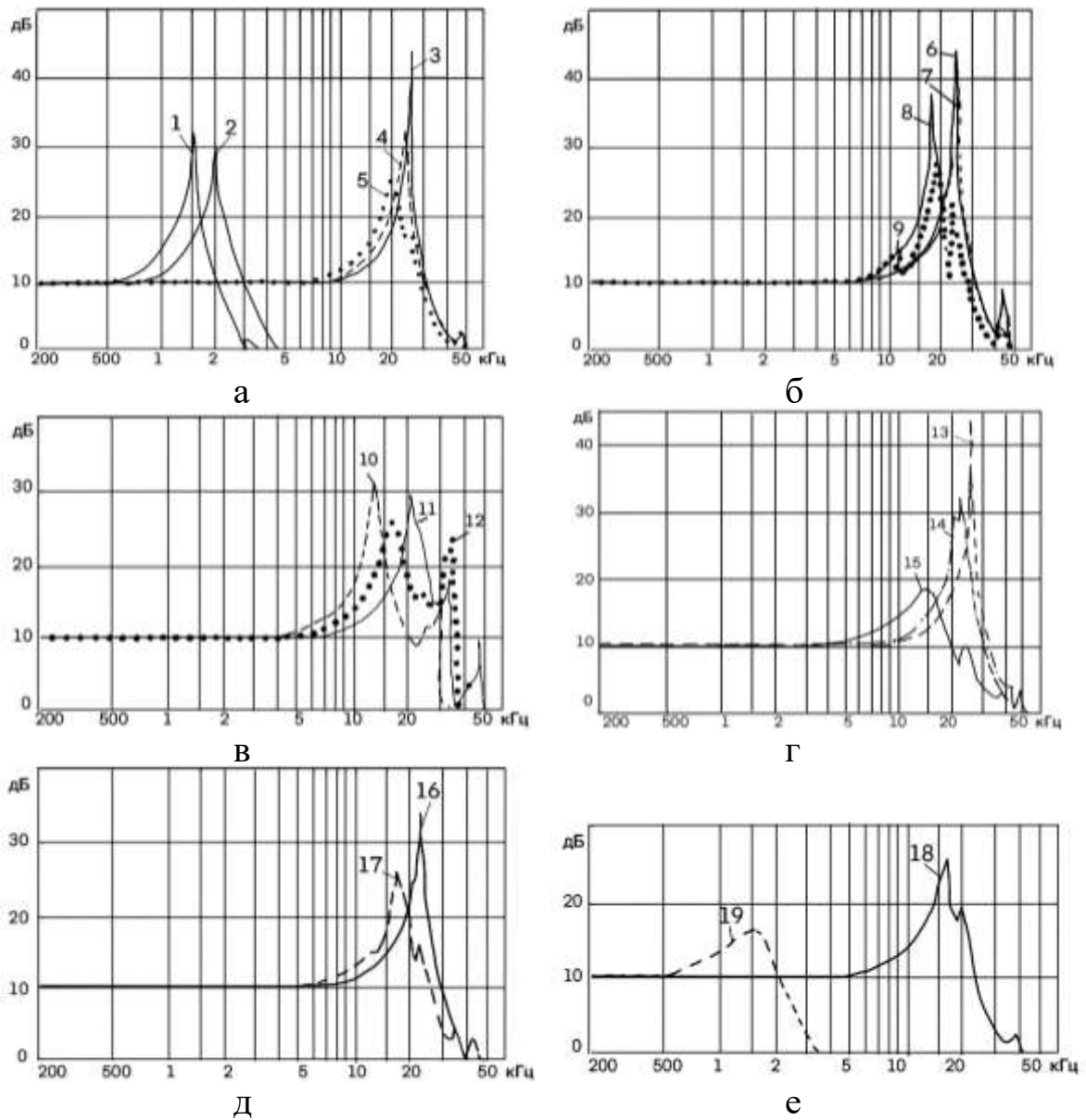


Рис. 4.12. Амплітудно-частотні характеристики віброперетворювачів загального призначення, закріплених різними методами:

а – за допомогою ручного щупа з гострим (1) і тупим (2) наконечником, сталеві шпильки (3) воском або закріпленої клеєм шпильки (4), за допомогою магніту чи тонкої липкої стрічки (5); б – сталеві шпильки, силіконове змащування (6), шпилька, тонка слюдяна прокладка, силіконове змащування (7), шпилька і товста слюдяна прокладка, силіконове змащування (8), шпилька, малий крутний момент, без силіконового змащування (9); в – магніт (ІА 0642 фірми Brüel & Kjaer) без силіконового змащування (10), магніт, силіконове змащування (11), магніт, ізолююча прокладка, силіконове змащування (12); г – безпосереднє кріплення за допомогою клею (13), закріпленої за допомогою клею шпилька, епоксидна смола (14), закріпленої за допомогою клею шпилька, м'який клей (15); д – тонкий шар воску (16), товстий шар воску (17); е – тонка двостороння липка стрічка (18), товста (0,8 мм) двостороння липка стрічка (19)

Згідно з нормами, необхідно порівнювати максимальні значення, отримані у різних точках та за різними напрямками контролю. Для обладнання, що обертається, цими точками контролю є опори обертання (підшипникові вузли). Проблема такого врахування для обладнання, що обертається, полягає в тому, що на жодне вимірювання прямо не впливають крутильні коливання ротора і

реакція корпусу на ці коливання. Контролюються вони тільки непрямо, через реакцію на крутильні коливання механізму в точках його кріплення до фундаменту. Щоб якомога повніше врахувати вплив крутильних коливань валів на надійність агрегату, які найбільш небезпечні в агрегатах з довгими валами, створюються спеціальні вимоги та використовуються спеціальні засоби контролю крутильних коливань.

Для врахування механічних зв'язків об'єктів контролю один з одним, наприклад, електродвигуна з механізмом, який він приводить в обертання, висуваються два види вимог щодо вібрації: окремо на привід і на агрегат, що включає в себе привід і механізм, установлені на одну раму (фундамент). До вібрації приводу, що працює на холостому ходу, висуваються більш жорсткі вимоги.

4.7. Кріплення датчика при вимірюванні реакції на зовнішні впливи

При вимірюваннях реакції може враховуватися будь-який параметр руху: переміщення, швидкість або прискорення. Як датчик краще за все використовувати п'єзоелектричний акселерометр, так як він має такі переваги:

- хороші лінійні характеристики;
- невелика власна маса (маса датчика може бути меншою за 1 г);
- широкий робочий динамічний діапазон (160 дБ);
- широкий робочий частотний діапазон (від 0,2 Гц до більше 10 кГц з відхиленням від лінійності менше 5%);
- міцна і проста конструкція (акселерометри деяких типів можуть витримати ударні навантаження більші 200000 м/с^2);
- висока стійкість до несприятливих навколишніх умов;
- мала поперечна чутливість;
- можливість застосування простих методів кріплення.

Швидкість і переміщення можуть бути отримані шляхом електричного інтегрування пропорційного прискоренню сигналу з допомогою підсилювача-формувавальника сигналу з інтеграторами або за допомогою пристроїв для подальшої обробки даних, які є в аналізаторі.

При випробуваннях, в результаті яких необхідно отримати форми мод у масштабі, вимірювання повинні бути проведені в точці прикладення сили. При цьому виникає проблема, як провести збурення конструкції та вимірювання реакції в одній і тій самій точці та в тому ж напрямку.

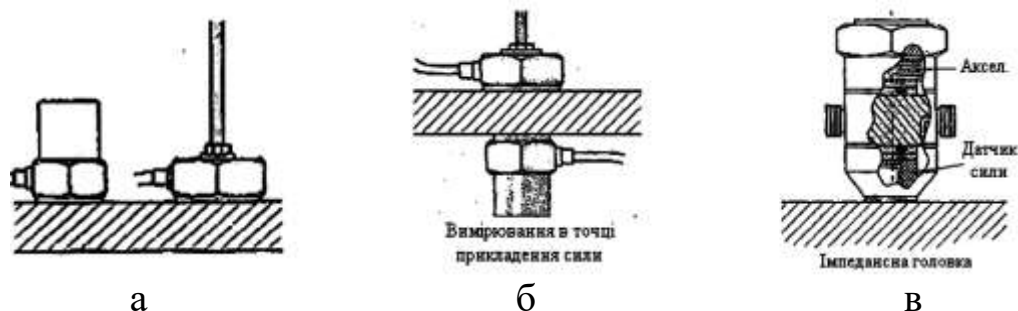


Рис. 4.13. Установка акселерометра при дослідженні мод коливань і динамічних характеристик конструкції

У разі великих конструкцій вимірювання зазвичай можуть бути проведені без виникнення яких-небудь значних помилок шляхом прикладення сили збурення поблизу датчика (рис. 4.13, а). На невеликих конструкціях часто буває можливим прикласти силу до датчика для вимірювання у точці прикладання сили, але на протилежному боці конструкції (рис. 4.13, б). Ще одним можливим варіантом є застосування імпедансної голівки, яка містить у спільному корпусі датчик сили і акселерометр.

4.8. Передпідсилювачі

Призначення передпідсилювачів. Головним завданням передпідсилювачів, які використовуються разом із п'єзоелектричними акселерометрами, є перетворення високого вихідного імпедансу цих вібродатчиків у більш низький імпеданс, що допускає безпосереднє з'єднання відповідних комплектів із відносно низькоімпедансною вимірювальною, аналізуючою і/або реєструючою апаратурою.

Слід зауважити, що при застосуванні вимірювальних підсилювачів, аналізаторів і електронних вольтметрів необхідний додатковий передпідсилювач, у той час як віброметри й інші прилади, розраховані на спільну експлуатацію з п'єзоелектричними акселерометрами, нормально обладнані внутрішнім передпідсилювачем.

Більшість передпідсилювачів (рис. 4.14) забезпечує не тільки перетворення імпедансу, а також посилення і/або формування електричного сигналу, що віддається акселерометром.

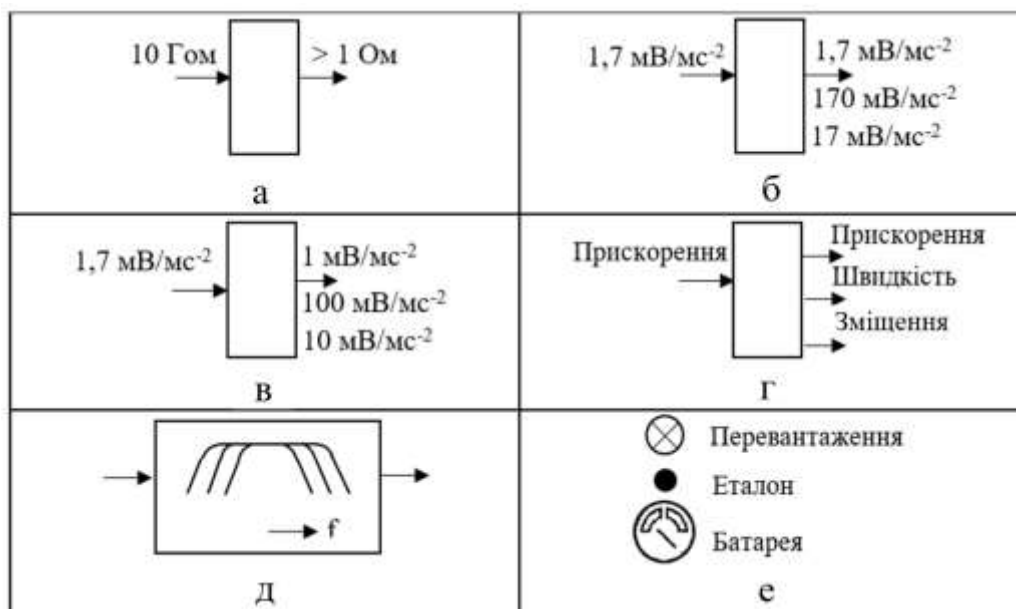


Рис 4.14. Причини застосування передпідсилювачів

Наприклад передпідсилювач (рис. 4.14): б – має калібрований і регульований коефіцієнт підсилення і підсилює сигнал до потрібного для рівня вимірювальної, аналізуючої або реєструючої апаратури; в – з плавно регульованим коефіцієнтом підсилення дає можливість «нормалізації» сигналу, що віддається акселерометрами з некруглою або незручною чутливістю; г – має внутріш-

ні електронні інтегратори для перетворення пропорційного прискоренню сигналу в сигнали, пропорційні швидкості й зсуву. Д – оснащений внутрішніми фільтрами, які визначають робочий частотний діапазон системи в області низьких і високих частот та ефективно заглушують електричний шум та інші перешкоди; е – оснащений індикаторами перевантаження, каліброваними і опорними генераторами, індикаторами стану внутрішніх батарей та ін.

Таким чином, до основних завдань передпідсилювачів належить наступне.

1. Узгодження параметрів коливання сигналу, що відображає досліджувані механічні коливання, із параметрами (зокрема, чутливістю) використовуваної апаратури.

2. Підсилення сигналів, що відображають досліджувані механічні коливання, і, отже, забезпечення потрібної загальної чутливості систем, що складаються з акселерометрів, передпідсилювачів та іншої апаратури.

3. Інтегрування пропорційного прискоренню досліджуваних механічних коливань сигналу і, отже, забезпечення сигналів, пропорційних швидкості та переміщенню цих коливань.

4. Сигналізація про перевантаження по входу й виходу (рис. 4.14, д).

5. Фільтрація оброблюваних сигналів і, отже, виключення непотрібних або навіть небажаних низько- і/або високочастотних складових.

Разом з обов'язковим перетворенням імпедансу окремі передпідсилювачі можуть виконувати всі або лише деякі з описаних функцій.

Розраховані на спільне застосування з акселерометрами передпідсилювачі можуть бути виконані у вигляді або самостійних приладів (пристроїв) або вбудованих в іншій апаратурі блоків.

Виконані у вигляді самостійних приладів передпідсилювачі є універсальними електронними пристроями, що здійснюють більшість з описаних операцій і працюють або від мережі змінного струму, або від внутрішнього батарейного джерела.

Передбачені у вимірювальній, аналізуючій або реєструючій апаратурі передпідсилювачі створюють вхідні блоки віброметрів, віброаналізаторів та ін. або змінні блоки вимірювальних магнітофонів тощо.

Спеціальну чи відмінну від згаданих передпідсилювачів конструкцію мають підсилювачі-збудники лінії передачі. Ці малогабаритні пристрої містять лише вхідні блоки традиційних передпідсилювачів і можуть бути або вбудовані в корпус спеціальних акселерометрів, або закріплені зверху чи встановлені поблизу акселерометрів загального призначення. Їхній коефіцієнт підсилення має фіксоване значення, і вони не мають органів керування.

Слід зауважити, що підсилювачі-збудники лінії передачі з'єднуються з відповідною зовнішньою апаратурою коаксіальним або двожилиним кабелем, який несе як сигнал, так і потрібний для їхньої роботи струм.

Конструкція та принцип дії передпідсилювачів. Разом із п'єзоелектричними акселерометрами можна застосовувати передпідсилювачі, що складають дві відмінні за конструкцією й принципом дії групи.

1. *Підсилювачі заряду*, які видають електричний сигнал із напругою, пропорційною заряду, що надходить на їхній вхід. Потрібно підкреслити, що ці передпідсилювачі не підсилюють електричний заряд.

2. Підсилювачі напруги, які віддають електричний сигнал, пропорційний напрузі, що надходить на їхній вхід.

Зазвичай, в більшості сучасних віброметричних систем, підсилювачі заряду є більш поширеними. Це відображається у великому асортименті передпідсилювачів для вібродатчиків, що виробляють фірма Brüel & Kjaer, де підсилювачі напруги практично відсутні.

Основна перевага підсилювачів заряду полягає в тому, що вони виключають вплив довжини сполучних кабелів на загальну чутливість відповідних комплектів і систем і, отже, дозволяють використовувати сполучні кабелі практично будь-якої довжини. Зміна довжини сполучного кабелю в системі, що містить підсилювач напруги, вимагає підстроювання коефіцієнта підсилення апаратури та повторного калібрування системи.

Після перетворення сигналу вібрації (шуму) в електричний сигнал, останній потрібно ретельно аналізувати, зберігаючи діагностичну інформацію. До приладів для аналізу вібрації висуваються найжорсткіші вимоги. Зазвичай до типових операцій, які виконують прилади для аналізу вібрації, входять наступні.

1. Визначення рівня (загального) вібрації в діапазоні частот, передбаченому стандартами вібраційного контролю, в одиницях вимірювання, як це вимагають стандарти.

2. Спектральний аналіз вібрації, який включає розділення вібрації на компоненти різних частот, визначених природою коливальних сил.

3 Аналіз потужності окремих компонентів вібрації, які попередньо виділені із сигналу вібрації. Зазвичай це означає аналіз спектру окремих високочастотних складових сигналу вібрації.

4. Аналіз форми сигналу вібрації, тобто аналіз часової розгортки сигналу (робота в режимі осцилографа).

Слід відзначити, що не всі доступні на ринку прилади, особливо прості, здатні виконувати всі зазначені види аналізу, і не завжди вони в змозі забезпечити необхідну якість для діагностики.

4.9. Віброметри, віброаналізатори та фільтри частотного аналізу вібрації

4.9.1. Види широко використовуваних приладів

На сьогодні у світовій практиці використовується три основних види систем моніторингу та діагностики машин по вібрації:

- переносні системи;
- стендові системи;
- стаціонарні системи.

Система моніторингу в будь-якому її виконанні повинна мати чотири основні підсистеми:

- датчики, вимірювальні засоби та засоби зв'язку;
- засоби аналізу сигналів;
- засоби зберігання даних і їх відображення (як правило, персональний комп'ютер);
- пакет програм для моніторингу (підсистема звертання до баз даних, відображення результатів аналізу, порівняння з порогоми, побудови трендів).

Якщо система моніторингу повинна виконувати діагностичні функції, вона повинна мати в собі підсистему прийняття діагностичних рішень. Це може бути:

- експерт;
- оператор, який використовує експертні підсистеми;
- підсистема штучного інтелекту, яка виконує функції експерта.

На сьогодні існує багато типів віброакустичної апаратури для контролю технічного стану машин у будь-яких умовах експлуатації. Приклад віброметра наведений на рис. 4.15.

Детальний аналіз вібрації може виконувати віброаналізатор, наприклад, моделі 2515. Віброаналізатори такого типу дають можливість діагностувати несправності та дефекти шляхом порівняння спектрів, аналізу вібрації у вузьких смугах частот, розширення спектру, кепстального аналізу та ін. Система може з'єднуватися з базовим комп'ютером для зберігання великих масивів інформації та наступної її обробки.

Однією з вимог, що пред'являються до приладів, є висока лінійність. Ця вимога необхідна для того, щоб нелінійні спотворення від сильних компонентів сигналу не заважали аналізувати слабкі компоненти. Зазвичай, межею є лінійність, яка визначається динамічним діапазоном 80 дБ, тобто не гірше 0,01%. На практиці, як правило, вдавшись, вдається досягти значень, найкраще в 0,03%, що відповідає спотворенням на рівні 70 дБ. Цього зазвичай достатньо для діагностичних вимірювань.

Наступна вимога висувається до величини частотного діапазону. Типові вимоги – від 2 Гц до 10-20 кГц. Інколи потрібне збільшення діапазону частот. У низці випадків необхідне збільшення діапазону зверху до 40 кГц, в деяких галузях промисловості потрібне розширення діапазону частот знизу до 0,3 Гц або навіть до нуля. Нарешті, останньою вимогою є роздільна здатність приладів у частотному діапазоні, що відображає кількість смуг у спектрі сигналу. Зазвичай типові вимоги варіюються від 100 до 800, але в деяких приладах можна зустріти і більшу кількість смуг, до 6400 та більше. У більшості випадків, реальну кількість смуг обмежують завданнями, в яких достатньо мати не більше 1600 смуг.

Сучасні віброаналізатори можна розділити чотири групи.

1. Одноканальні або двоканальні прилади для контролю вібрації, аналізу форми і спектрального складу сигналів, у тому числі й вібрації, в усталених режимах роботи обладнання.

2. Одноканальні або двоканальні прилади для вібраційного контролю, моніторингу і діагностики (разом з програмним забезпеченням) машин і обладнання з розширеними, порівняно з приладами пункту 1, частотним і динамічним діапазонами, а також з більш широкою номенклатурою алгоритмів аналізу сигналів.

3. Багатоканальні прилади або прилади із швидкодіючими комутаторами каналів для паралельного вимірювання й аналізу вібрації машин в перехідних режимах роботи, зокрема під час розгону-вибігу.

4. Багатоканальні прилади для паралельного безперервного запису вібрації та інших процесів з наступним детальним аналізом записаних сигналів.

При періодичному контролі та вібраційному моніторингу обладнання



Рис. 4.15. Віброметр моделі 2511

найбільш широко використовуються прилади першої групи.

Під час вібраційної діагностики машин, найбільше розповсюджені прилади другої групи, які забезпечують вимірювання й аналіз сигналів вібрації до частот 20-40 кГц, і програми, що забезпечують постановку діагнозу та прогноз стану машин як по високочастотній (ультразвуковій), так і по низькочастотній вібрації.

Серед фахівців, які займаються вібраційними дослідженнями машин та обладнання різного призначення, розповсюджені багатоканальні прилади четвертої групи, які найчастіше реалізуються на базі персонального комп'ютера, в тому числі і у конфігурації типу Notebook.

Найважливішою складовою систем моніторингу і діагностики є зовнішнє програмне забезпечення чотирьох типів.

1. Програми підтримки технічних засобів вимірювання й аналізу сигналів.
2. Програми моніторингу.
3. Експертні програми діагностики.
4. Програми автоматичної діагностики.

До завдань для першого типу програм належать складання маршрутів вимірювань, приймання даних вимірювань з приладу в базу даних на комп'ютері, їх зберігання в базі даних, виведення даних на графічний дисплей, найпростіший графічний аналіз даних і їх порівняння з пороговими значеннями, внесеними оператором в програму.

Додатковими завданнями програм моніторингу є розширений графічний аналіз результатів, ідентифікація різних складових сигналу з побудовою трендів і видачею прогнозу розвитку ідентифікованих параметрів, автоматичне порівняння даних вимірювань та аналізу з пороговими значеннями, які формуються користувачем або автоматично.

Додатковими завданнями програм експертної діагностики є забезпечення допомоги оператору при аналізі, наприклад, розрахунок частот основних складових вібрації, допомога в пошуку ознак можливих дефектів, видача рекомендацій щодо проведення додаткових вимірювань, що допомагають уточнити діагноз за введеним у програму результатам аналізу додаткових вимірювань.

Додатковими завданнями програм автоматичної діагностики є автоматичне формування вимог щодо обов'язкових і додаткових вимірювань, а також маршрутних карт, автоматичне визначення порогів для виявлення й ідентифікації дефектів, автоматичний аналіз результатів вимірювань з видачею діагнозу, вказування на найбільш імовірних дефектів і ознак, за якими вони виявлені.

Для проведення поглибленої вібродіагностики машин переносні апаратні засоби повинні мати, мінімальну можливість аналізу вібрації:

- проведення аналізу часових характеристик сигналів та аналізу часового розгорнення сигналів (режим осцилографа);
- проведення спектрального аналізу вібрації, тобто здійснення поділу вібрації на частотні складові в широкому діапазоні частот (від часток герца до 20 кГц), з можливістю вибору різних частотних діапазонів;
- проведення спектрального аналізу обвідних високочастотних сигналів вібрації, з можливістю перебудови середньої частоти смугового фільтра й вибором різних меж частотного діапазону;
- забезпечення достатньої роздільної здатності, до 1600 ліній/спектр;

- забезпечення усереднень за спектральними характеристиками;
- оцінка викидів у сигналі вібрації, тобто визначення пік-фактора (відношення пікового й середньоквадратичного значень);
- визначення загального рівня вібрації у смузі частот згідно з вимогами стандартів вібраційного контролю;
- проведення вимірювань по маршруту;
- можливість передачі накопичених вимірів у комп'ютер для їх подальшої обробки.

4.9.2. Конструкція і принцип дії віброметрів

Принцип дії віброметра. Приведена на рис. 4.16 схема ілюструє конструкцію і принцип дії віброметра (рис. 4.15). Акселерометр з'єднується з підсилювачем заряду, що створює вхідний каскад приладу і має вхідний імпеданс до кількох Гом. Підсилювач заряду у вхідному каскаді виключає необхідність застосування зовнішнього передпідсилювача і дає можливість з'єднання акселерометра й віброметра довгим кабелем (допускаються кабелі довжиною до кількох сотень метрів) без помітної втрати чутливості системи.



Рис. 4.16. Блок-схема конструкції й принципу дії віброметра

Каскад електронних інтеграторів забезпечує вимір як прискорення, так і швидкості та зсувів механічних коливань.

Передбачені фільтри верхніх і нижніх частот можна налаштовувати відповідно до вимог щодо ширини аналізованої смуги частот і/або робочого частотного діапазону використовуваного акселерометра. Ці фільтри також ефективно знищують перешкоди, зумовлені низько- і високочастотними шумами. З виходом підсилювального каскаду, що забезпечує потрібне посилення сигналу, з'єднаний детектор, який видає постійну напругу, пропорційну вимірюваній величині. Ця напруга потім подається на вимірювальний чи реєструючий прилад. Детектор визначає середнє або середньоквадратичне значення або подвійну амплітуду сигналу, що підлягає вимірюванню, й у його каскаді може бути також передбачений запам'ятовуючий пристрій, який зберігає максимальне значення сиг-

налу. Запам'ятовуючий пристрій є особливо ефективним при вимірюванні механічних ударів і короткочасних (перехідних) процесів.

Після перетворення в каскаді лінійно-логарифмічного перетворювача вимірюваний сигнал надходить на вимірювальний прилад із логарифмічною шкалою, що перекриває дві декади.

Разом із віброметром можна застосовувати зовнішні фільтри, що забезпечують частотний аналіз досліджуваних механічних коливань. Віброметр також забезпечений виходами змінної та постійної напруг, передбаченими для підключення осцилографів, вимірювальних магнітофонів і реєструючих приладів, наприклад, самописця рівня.

У табл. 4.1 наведені частотні межі третьоктавних та октавних смуг фільтрів.

Таблиця 4.1

Частотні межі та середні частоти (Гц) октавних і третьоктавних фільтрів

Середня геометрична частота	Межі третьоктавної смуги	Межі октавної смуги
16	14-18	11-22
20	18-22	
25	22-28	
31,5	28-35	22,5-45
40	35-45	
50	45-55	
63	55-70	45-90
80	70-90	
100	90-113	
125	113-141	90-180
160	141-181	
200	181-226	
250	226-282	180-356
315	282-356	
400	356-450	
500	450-565	355-710
630	565-710	
800	710-900	
1000	900-1130	710-1400
1250	1130-1415	
1600	1415-1800	
2000	1800-2260	1400-2800
2500	2260-2820	
3150	2820-3560	
4000	3560-4500	2800-5600
5000	4500-5650	
6300	5650-7100	
8000	7100-9000	5600-11200
10000	9000-11300	
12500	11300-14100	
16000	14100-18100	11200-22400
20000	18100-22600	

Правильний вибір частотного діапазону смугового фільтру забезпечує видалення небажаних частотних складових і попереджує затухання сигналу на «корисних» частотах.

4.9.3. Універсальні віброаналізатори у реальному часі

Контроль і спектральна обробка просторових сигналів вібрації на стадії виготовлення, доведення й експлуатації можлива як аналоговими, так і цифровими аналізаторами зі смуговими фільтрами – спектрометрами та вузькосмуговими фільтрами перетворення – Фур'є-аналізаторами.

На сьогодні отримали поширення аналізатори в реальному масштабі часу, які забезпечують можливість візуального спостереження спектрів вібрації на екрані й видаються в аналоговому та цифровому вигляді у визначених режимах обробки сигналів вібрації. Основні технічні характеристики сучасних віброаналізаторів зарубіжних фірм: Brüel & Kjaer – Данія, Ono-Sokki – Японія; Hewlett Packard, Textronix, Image Automation LTD та National Instruments – США; Intertechnique – Франція, а також розроблених в Україні спеціалізованих вібро-аналізаторів і збирачів-аналізаторів для діагностики машин, наведені в роботі [30].

До числа основних вимог, яким повинні задовольняти віброаналізатори, належать висока швидкість аналізу, яка забезпечує проведення його в реальному часі, та необхідна точність і ймовірність одержуваних амплітудних і частотних спектральних складових. Виконання цих вимог у значній мірі залежить від застосовуваного методу аналізу та технічного принципу його реалізації (цифрового, аналогового або гібридного). Чим складніший спектральний склад сигналу вібрації, тим вищі вимоги до аналізатора й (у першу чергу) до його частотної характеристики.

Вузькосмуговий частотний аналізатор у реальному часі може застосовуватися для:

- докладного аналізу акустичних процесів і механічних коливань;
- аналізу нестационарних процесів, наприклад, мови, механічних коливань при пуску й зупинці машинного устаткування тощо;
- вимірювання й аналізу короткочасних, імпульсних та ударних процесів;
- аналізу механічних коливань устаткування, яке робить обертальні або коливальні рухи;
- визначення утримуючих 4000 вузьких частотних смуг спектрів;
- гармонічного аналізу фізичних процесів;
- можливості вираховування відображуваних на екрані приладу числових значень параметрів, зумовлених селектором ліній картини в частотній або часовій області картини;
- відображення на екрані алфавітно-цифрової оцінки вибудованих органами керування параметрів.

Одноканальні віброаналізатори мають мінімум;

- 400 вузьких смуг з фіксованою шириною в основних частотних діапазонах;
- 11 основних частотних діапазонів від 0-10 Гц до 0-20 кГц;
- динамічний запам'ятовуючий пристрій ємністю 10240 дискретних значень із блоками керування й запуску для ефективної реєстрації короткочасних процесів;
- можливість виділення утримуючої 1024 дискретних значень дільниці та її переміщення у межах 10240 дискретних значень досліджуваного процесу, які зберігаються в запам'ятовуючому пристрої, при автоматичному частотно-

му аналізі з розгорненням;

- можливість десятикратного збільшення масштабу частоти при докладному аналізі зумовлених селектором розширених ділянок частотного діапазону;
- зображення спектрів на екрані приладу з лінійним або логарифмічним динамічним діапазоном, що перебиває 80 дБ або 40 дБ.

Двоканальний аналізатор сигналів застосовується для:

- визначення характеристик механічних систем;
- вимірювання й аналізу інтенсивності звуку;
- ідентифікації та дослідження шляхів поширення енергії;
- визначення характеристик електронних і електричних систем та аналізу систем керування.

Їх особливостями є:

- одночасна обробка сигналів у двох каналах та аналіз із можливістю збільшення масштабу частоти в діапазоні з верхньою межею 25,6 кГц;
- відповідне 801 смузі розрізнення при роботі в якості двоканального частотного аналізатора;
- вхідні блоки, розраховані на з'єднання з різними джерелами сигналів, а також можливість індивідуальної перевірки та градування;
- можливість виділення ділянки, що містить 1024 дискретних значень, та її переміщення у межах 10240 дискретних значень досліджуваного процесу, що зберігаються у запам'ятовуючому пристрої при автоматичному частотному аналізі з розгорткою;
- можливість десятикратного збільшення масштабу частоти при детальному аналізі визначуваних селектором розширених ділянок частотного діапазону;
- зображення спектрів на екрані приладу з лінійним або тим, що перебиває, 80 або 40 дБ логарифмічним динамічним діапазоном;
- внутрішня пам'ять для зберігання спектральних даних, які співставляються з результатами частот аналізу;
- аналоговий вихід інформації, що стосується частотної або часової області.

Двоканальний аналізатор сигналів моделі 2034 застосовується для:

- визначення характеристик механічних систем;
- вимірювання й аналізу інтенсивності звуку;
- ідентифікації та дослідження шляхів розповсюдження енергії;
- визначення характеристик електронних та електричних систем і аналізу систем керування.

Особливості аналізатора сигналів 2034:

- одночасна обробка сигналів у двох каналах і аналіз із можливістю збільшення масштабу частоти в діапазоні з верхньою межею 25,6 кГц;
- роздільна здатність, що відповідає 801 смузі при роботі в якості двоканального частотного аналізатора;
- вхідні блоки, розраховані на поєднання з різними джерелами сигналів, і можливість індивідуальної повірки та градування;
- застосування перетворення Гільберта сприяє визначенню обвідних сигналів у часовій області;
- аналіз в реальному масштабі часу в частотному діапазоні з верхньою межею 800 Гц (1,6 кГц при застосуванні лише одного каналу);

- автоустановка діапазонів, яка може бути застосована навіть при дослідженнях короткочасних процесів;
- енергонезалежні запам'ятовуючі пристрої для зберігання інформації, що відносяться до 10 індивідуальних конфігурацій системи при вимірюваннях та аналізі, а також до 10 індивідуальних конфігурацій при зображенні;
- лінійне, експонентне та пікове усереднення певної кількості (1-32767) спектрів;
- автоматичне визначення та зображення частотних характеристик, функцій когерентності, власних і взаємних спектрів, функцій автокореляції і взаємної кореляції, когерентної та некогерентної потужності на виході, імпульсних характеристик, відношення сигналу до шуму, спектрів інтенсивності звуку, кепстрів, орбіт і функцій щільності й розподілу ймовірностей;
- підсилення сигналів при усередненні в часовій області;
- зображення речовинної частини, уявної частини, модуля, фази, діаграми Найквіста, діаграми Нікольса та інформації, яка стосується конфігурації системи, на індикаторному екрані;
- шість показників, які відрізняються один від одного, для ідентифікації й вирахування результатів;
- автоустановка масштабу шкал забезпечує оптимальне зображення на індикаторному екрані;
- універсальний і ефективний пусковий пристрій;
- внутрішній генератор сигналів з автоматичним налаштуванням частотного діапазону;
- універсальний пристрій сполучення за стандартами МЕК 625-1, ПЕР 488 і 11С 2.

Останнім часом цифрові аналізатори сигналів у реальному масштабі часу інтенсивно розвивалися і сформувалися як самостійний клас вимірювальної та діагностичної апаратури.

Сучасні цифрові аналізатори сигналів вібрації у реальному масштабі часу (далі скорочено АС РМЧ) забезпечують вимірювання такого стандартного набору характеристик:

- параметрів просторово-часової форми сигналу;
- лінійного комплексного спектру з представленням результату у формі квадратурних складових, модуля, фазового спектра, а також у комплексній площині;
- спектра потужності, кореляційної функції, гістограми, щільності ймовірності та функції розподілу;
- тільки для двоканальних моделей: взаємного спектра, передатної функції та функції когерентності, когерентного спектра, взаємної кореляційної функції, імпульсної характеристики.

При вимірюванні характеристик випадкових процесів як у часовій, так і в частотній області реалізуються різні алгоритми усереднення: лінійний, експонентний, фіксації максимуму й інші з можливою кількістю усереднених реалізацій до 8-32 тисяч.

Найсучасніші моделі АС РМЧ забезпечують також вимірювання кепстра потужності, операцію згортки, спектральний аналіз із рівнопроцентною сму-

гою в логарифмічному масштабі по осі частот у межах 5-6 декад, 1/3- та 1/1-октавний аналіз, режим модального аналізу, перетворення Гілберта, представлення результатів аналізу в координатах амплітуда-частота-час, режим порядкового аналізу.

Програмування операцій обробки сигналів вібрації здійснюється на мовах високого рівня і з використанням пакетів прикладних програм.

Максимальна частота аналізу в реальному часі у більшості АС РМЧ лежить у межах 25 кГц, у більш простих і дешевих – кілька сотень герців.

Унікальним явищем є аналізатор моделі 2 МГц. Роздільна здатність АС РМЧ у частотній області визначається кількістю частотних каналів. Як правило, АС РМЧ має 800 частотних каналів. Сучасні моделі АС РМЧ мають режим смужкового аналізу, який дає можливість зосередити всі частотні канали у вузькій смузі частот у будь-якій ділянці робочого діапазону. Цим забезпечується висока абсолютна роздільна здатність, яка досягає часток мілігерц у будь-якій точці робочого діапазону.

Динамічний діапазон АС РМЧ складає 70 дБ (12-розрядний АЦП), однак, відомі моделі з динамічним діапазоном 90-96 дБ (16-розрядний АЦП).

Сучасні АС РМЧ мають великий обсяг оперативної (буферної) пам'яті. Це забезпечує широкі можливості запису й аналізу перехідних процесів, гнучкого маніпулювання блоками даних, архівного збереження даних і прикладних програм. Для реєстрації результатів аналізу у вигляді роздрукованого протоколу або твердої копії низка аналізаторів має вбудовані пристрої друку.

До складу автоматизованих вимірювальних систем АС РМЧ входять стандартні інтерфейси: GP-IB (IEEE-468), RS-232, RS-423, рівнобіжні швидкісні 8- і 16-розрядні канали введення-виведення.

Для побудови закінчених вимірювальних систем, орієнтованих на конкретні вимірювальні завдання вібраційної діагностики, фірми-виробники поставляють за окремим замовленням різноманітні додаткові пристрої та програмне забезпечення. До таких пристроїв належать датчики різного призначення, пристрої адаптації до джерел сигналів (комутатори, які узгоджують підсилювачі, фільтри), програмно-апаратне забезпечення нестандартних режимів роботи (синхронної роботи кількох приладів, модального аналізу), пристрої реєстрації й збереження даних (накопичувачі на магнітних дисках, графопобудовники, пристрої друку) та ін.

Сучасні АС РМЧ мають розвинену систему сервісних функцій і внутрішньоприладової автоматизації, зручні для оператора гнучкі системи керування приладом, індикації й відліку результатів, виправлення некоректних команд оператора, вбудовані системи самодіагностування відмов та ін.

4.10. Апаратні засоби комплексних систем вібраційного діагностування на базі віброаналізатора та комп'ютера

Основними складовими елементами будь-якої системи вібраційного діагностування є: опорні рівні або опорний спектр вібрації машин; набір технічних станів машин, які треба розпізнати, наприклад, рівні вібрації у широких смугах, октавні або третьооктавні спектри вібрації; стани «добрий», «задовіль-

но», «припустиме», «потрібно вжити заходів», «неприпустиме»; набір діагностичних ознак дефектів і несправностей для конкретного типу машин і умов діагностування (контролю вібрації). Багатоцільові системи діагностування містять такі елементи:

- блок вимірювання, який включає в себе первинні перетворювачі віброакустичних процесів, підсилювачі, нормалізатори, фільтри, багатоканальні реєстратори для довгострокового збереження інформації, аналізатори;
- блок формування діагностичних ознак технічного стану машини або її вузлів, який виконує функції перетворювача вихідної інформації відповідно до алгоритмів діагностування, розроблених на етапі навчання системи;
- блок формування еталонних спектрів вібрації механізмів в обраних контрольних точках вимірювання вібрації, формування їх граничних значень, які відповідають граничним значенням діагностованих параметрів технічного стану;
- блок розпізнавання поточного стану на основі порівняння поточних і еталонних спектрів вібрації механізму зі спектрами дефектів для прийняття рішень про належність спектра до того чи іншого дефекту і класу стану механізму, на підставі чого здійснюються операції керування об'єктом діагностування;
- блок прогнозування залишкового ресурсу на основі аналізу трендових характеристик параметрів технічних станів.

На схемі (рис. 4.17) передбачені багатоканальний синхронний спектральний аналіз і багатоканальний запис. У результаті обробки інформації на універсальних обчислювальних машинах або за допомогою спеціалізованих малих і мікро-ЕОМ можна одержати:

- розподіл миттєвих значень напружень із перетворювачем;
- усереднений за точками частотний спектр;
- максимальні значення спектральних складових і спектрів у кожній контрольованій точці;
- дисперсії амплітуд вібрації за точками на механізмі;
- закономірності зміни вібраційних характеристик на різних режимах роботи механізму; знання закономірностей наростання рівнів вібрації, зумовленої різними фізичними процесами в окремих вузлах (механічного походження в підшипниках, аерогідродинамічного – у лопатевих апаратах тощо), дає можливість виявити джерела вібрації даного механізму;
- спектри вібрації установки при почерговому запуску окремих механізмів (якщо це можливо); порівняння цих окремих спектрів між собою, що дає можливість за спектрами вібрації при роботі усіх механізмів локалізувати джерела вібрації на окремих частотах;
- кореляційні та регресивні характеристики випадкових процесів.

У пам'яті ЕОМ можуть зберігатися сигнали, спектри, портрети дефектів за найбільш інформативними параметрами – еталони технічного стану механізмів. Порівняння цих сигналів (спектрів, портретів дефектів) із фактичними дає можливість виявити причини підвищеної вібрації механізмів і визначити стан цих вузлів. Після визначення й порівняння спектрів може бути проведений аналіз тенденцій, у результаті чого визначається зміна визначених частотних складових у часі для побудови тренда.

Локалізацію джерел вібрації та надання результатів діагностування мож-

на здійснювати за результатами аналізу просторових вібрацій за допомогою пристроїв цифрової обробки. Апаратні засоби такої системи включають автоматичне визначення складання спектрів із смугами шириною від 1/8 (4%) до 1/3 (23%) октави; автокомпенсацію флуктуації робочої швидкості; відображення результатів аналізу тенденцій; можливість збирання і збереження великих масивів даних на стрічці приладу 4700; автоматичне складання комплектних документів та ін.

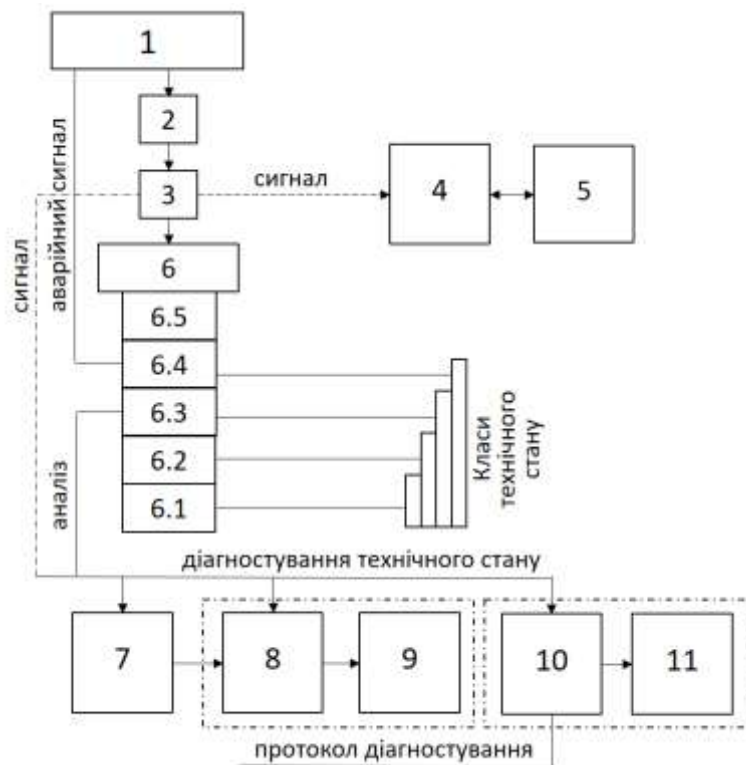


Рис. 4.17. Спрощена ілюстрація схеми засобів контролю технічного стану машинного устаткування:

2-5 – засоби контролю технічного стану на стадії виготовлення, доведення, експлуатації; 2, 3, 6 – портативні і/або стаціонарні засоби контролю технічного стану в експлуатації, при надходженні в ремонт і після ремонту; 2, 3, 7, 8-11 – засоби автоматизованого аналізу й контролю технічного стану машин на всіх стадіях життєвого циклу; 1 – машина (об'єкт), машинний парк устаткування; 2 – віброперетворювач; 3 – передпідсилювач; 4 – віброаналізатор; 5 – пакет норм на припустимі вібрації, класи технічного стану і діагностичних ознак; 6 – контрольний пристрій, де 6.1-6.4 – індикатори рівнів вібрації нормованих технічних станів, 6.5 – індикатор дефекту; 7 – вимірювальний магнітофон, вимірник; 8 – вузькосмуговий аналізатор у реальному часі, самописець; 9 – пакет діагностичних ознак і програмного забезпечення; 10 – комп'ютер; 11 – пакети програм, які забезпечують функції аналізу вібрації та діагностування

Обробка інформації здійснюється комп'ютером з відповідним математичним забезпеченням. Необхідна інформація для аналізу (зразки, моделі, дані про припустимі рівні та ін.) зберігається у блоці пам'яті, ємність якого може нарощуватися. Пульти керування має дисплей і дає можливість операторові працювати у діалоговому інтерактивному режимі.

Для реєстрації спектрів вібрації спеціальні швидкодіючі самописні прилади, самописці рівня і двокоординатні побудовувачі з чорнильним, копіюва-

льним, струминним, електротермічним і тепловим способами реєстрації.

Результати вимірів і аналізу записуються на частотно-градуйований папір. Передбачається різна швидкість руху папера, а також прямий і зворотний його рух. Самописці є портативними батарейними приладами з можливістю роботи від електромережі в діапазоні частот від 1,6 Гц до 20 кГц і більше.

Включення комп'ютера у структуру системи контролю технічного стану простого, середнього і складного машинного устаткування не завжди економічно і технічно виправдане, часто ускладнює обслуговування. Воно стає доцільним тільки в умовах розгалуженої мережі споживачів, за наявності великої кількості машин, стендів, об'єктів, що вимагають спеціального математичного забезпечення і здатних завантажити обчислювальну систему. У більшості випадків повний вузькосмуговий аналіз спектрів із розширенням частотних областей у реальному часі, кореляційний, кепстральний, часовий та інший аналіз можна виконати аналізаторами 2033, 2034, 2515 із необхідною розпізнавальною спроможністю.

Таким чином, слід вибірково підходити до використовуваної апаратури, методів вимірювання вібрації та визначення інформативних точок. Наявність магнітофона скорочує на 30% поїздки на об'єкти, але це не завжди виправдує його застосування через внесені ним помилки.

Вібраційні сигнали від будь-якої деталі, вузла машини настільки складні, що, навіть після обробки й аналізу будь-яким адекватним способом, є безглуздими поза механічною системою, у якій повинні бути представлені. Тому, коли виникає проблема вібрації у машині, важливіше присвятити час вивченню динаміки машини й передісторії, ніж проведенню додаткових вимірювань вібрації. Необхідно використовувати найпростішу апаратуру й методи, здатні знайти проблему, але не занадто просту, щоб знайти відповідь. Сучасна аналітична апаратура здатна одержати таку кількість даних з вібраційних вимірів, що вони можуть фактично приховати причину проблеми. Важливо, щоб вібраційний спектр використовувався тільки для підтвердження інформації від усіх інших джерел, а не вважався остаточним аналізом сам по собі. Для банку даних більш продуктивним є контроль великої кількості машин (якщо така можливість є), а не докладне вивчення кількох машин.

4.11. Спеціалізовані апаратні засоби вібраційного діагностування машин

Початок розробки та впровадження спеціалізованих засобів вимірювання вібрації та діагностування машин припадає на 80-і роки ХХ століття. Широке впровадження спеціалізованих засобів вібраційного діагностування на сьогодні пояснюється не тільки високою роздільною здатністю вібраційних методів діагностування, але й значним розвитком мікропроцесорної й електронної техніки.

Провідними світовими компаніями з виробництва засобів вимірювання й обробки різних параметрів фізичних процесів, у тому числі вібраційних характеристик є National Instruments™ (США), Bruel&Kjaer (Данія), Metravib Instruments (Франція), Ono-Sokki (Японія) та ін.

Відмітними особливостями більшості спеціалізованих засобів є наявність індикаторного екрана, накопичувачів даних результатів вимірювань, наявність

вбудованого графічного дисплея, кількох каналів з послідовним опитуванням, що підключаються, програм діагностування з виведенням на екран приладу результатів діагностування та розпізнавання конкретного виду дефектів і несправностей.

Розроблені апаратні засоби є автономними мікропроцесорними переносними віброаналізаторами, які дають можливість вимірювати, обробляти, зберігати та візуалізувати вимірювану віброакустичну інформацію. Використання мікропроцесорів дало можливість проводити різні види аналізу вібрацій, розраховувати різні віброакустичні характеристики (СКЗ, пік-фактор, фазові характеристики і т. д.). Широке розповсюдження отримали діагностичні системи, які включають переносні колектори-аналізатори та сумісні з ними переносні комп'ютери (ПК), оснащені цільовим програмним забезпеченням. За результатами моніторингу може видаватися звітна документація.

Лазерні віброметри компанії Image Automation Ltd дає можливість безконтактно, на відстані 25 м і більше виконувати вимірювання швидкості обертання, згину валів, що обертаються, вимірювання вібрації в різних умовах з температури, забруднення, радіаційних і магнітних полів, вимірювання ударних змін, зміну шумів дорожнього руху, якості звукопоглинальних матеріалів та ін.

Складальники-аналізатори допускають підключення акселерометрів, датчиків переміщення, тахометрів, а також технологічних параметрів; різноманітне програмне забезпечення на основі ПК, профілактичного обладнання, моніторингу і слідкування за всіма видами несправностей машинного обладнання у польових умовах. Для діагностування машин віброаналізатори дають можливість виконувати зміну, аналіз і реєстрацію параметрів технологічних процесів, виявляти розбалансування, здійснювати фільтрацію сигналів, визначати характеристики складових спектру швидкого перетворення Фур'є, автоспектри з постійною і відносною шириною смуги (6%, 23% та 70%); кепстри; спектр обвідної; швидкість обертання та інші параметри вібрації.

Двоканальний аналізатор вібрації VIBROTEST60 дає можливість обробляти сигнали за допомогою спеціалізованого цифрового процесора, виконувати швидке перетворення Фур'є (до 12800 ліній) з видачею результатів у графічному вигляді на екран (дисплей), одночасно обробляти до п'яти вимірювальних завдань, прилад має накопичувач даних і різні модулі (до восьми) для аналізу вібрації.

4.12. Засоби діагностування машин у лабораторних, польових і дорожніх умовах

На сьогодні існує багато типів спеціалізованої віброакустичної апаратури для контролю технічного стану машин у будь-яких умовах експлуатації. Такі апаратні засоби – це малогабаритні портативні передпідсилювачі й віброаналізатори з автономним живленням, які дають можливість вимірювати, обробляти, зберігати та візуалізувати вимірювану віброакустичну інформацію, порівнювати з індивідуальними нормами класів допустимої вібрації.

Для проведення докладної вібродіагностики машин переносні апаратні засоби повинні мати можливість аналізувати вібрацію:

- проводити аналіз часових характеристик сигналів і аналіз часового розгортання сигналів (режим осцилографа);
- проводити спектральний аналіз вібрації, тобто здійснювати поділ віб-

рації на частотні складові у широкому діапазоні частот (від часток герца до 20 кГц) з можливістю вибору різних частотних діапазонів;

– проводити спектральний аналіз обвідних високочастотних сигналів, вібрації з можливістю перебудови середньої частоти смугового фільтра й вибором різних меж частотного діапазону;

– забезпечувати достатню роздільну здатність – до 1600 ліній/спектр;

– забезпечувати усереднення за спектральними характеристиками;

– оцінювати викиди у сигналі вібрації, тобто визначати пік-фактор (відношення пікового та середньоквадратичного значень);

– визначати загальний рівень вібрації у смузі частот, необхідний за стандартами вібраційного контролю;

– проводити вимірювання за маршрутом;

– мати можливість передавати накопичені результати вимірювань у комп'ютер для їх подальшої обробки.

На рис. 4.18 представлено один з варіантів апаратних засобів вимірювання, аналізу й діагностування машин у польових, дорожніх і лабораторних умовах. Віброметр 2515 (і багато інших) дає можливість вимірювати прискорення та швидкість вібрації у широкій частотній смузі від 10 Гц до 1 кГц, а також віднайти зміну технічного стану машини, яка виникла з моменту останніх вимірювань. Це дозволяє виділити з парку ті машини, які вимагають проведення регулювальних робіт або більш детального аналізу й діагностування.



Рис. 4.18. Засоби аналізу вібрації та діагностування машин у польових і лабораторних умовах

Детальний аналіз вібрації може виконувати віброаналізатор 2515, колектор і аналізатор, наприклад, моделі 2526Е, лазерний віброметр моделі 8329 (Данія), А17-Л18, ДСА-200 (Росія), контролер VR-8500 з кількістю каналів до 32 (США), переносні колектори-аналізатори. Віброаналізатори такого типу дають можливість діагностувати несправності та дефекти шляхом порівняння спектрів, аналізу вібрації у вузьких смугах частот, розширення спектра, кепстального аналізу, характеристик СКЗ, пік-фактор, фазові характеристики та ін. Система може сполучатися з базовим комп'ютером для збереження великих масивів інформації та подальшої її обробки й аналізу в лабораторних умовах.

Спеціалізовані засоби аналізу вібрації, шуму й вібродіагностування машин є програмними і призначені для діагностування (контролю) одного об'єкта або групи однотипних об'єктів машин, для визначення рівня вібрації у

широкій смузі, на окремих або кількох вузьких частотних смугах; вимірювання рівня ударних імпульсів; визначення обвідної віброприскорень. Відмінними рисами більшості спеціалізованих засобів є наявність індикаторного екрана, накопичувачів даних результатів вимірювань, наявність убудованого графічного дисплея, кількох каналів, що підключаються з послідовним опитуванням, програм діагностування з виведенням на екран пристрою результатів діагностування та розпізнавання конкретного виду несправності.

Основною відмінною характеристикою переносної системи моніторингу та діагностики можна вважати роботу оператора з підключення первинних датчиків вібрації до переносних пристроїв її вимірювання й аналізу. Ця робота виконується вручну і перед кожним вимірюванням.

Як правило, використання переносних систем пов'язане з установкою датчиків на об'єкті на час вимірювання. Але в недоступних місцях датчики можуть бути встановлені стаціонарно, а лінії зв'язку – виводяться в доступне для оператора місце. Перевага переносної системи діагностики полягає у можливості збільшувати кількість точок контролю вібрації до необхідного (на кожному вузлі) за рахунок збільшення інтервалів між вимірюваннями. Ці інтервали визначаються тривалістю довгострокового прогнозу і, як правило, складають кілька днів або тижнів.

Типова переносна система моніторингу та діагностики приведена на рис. 4.19, а.

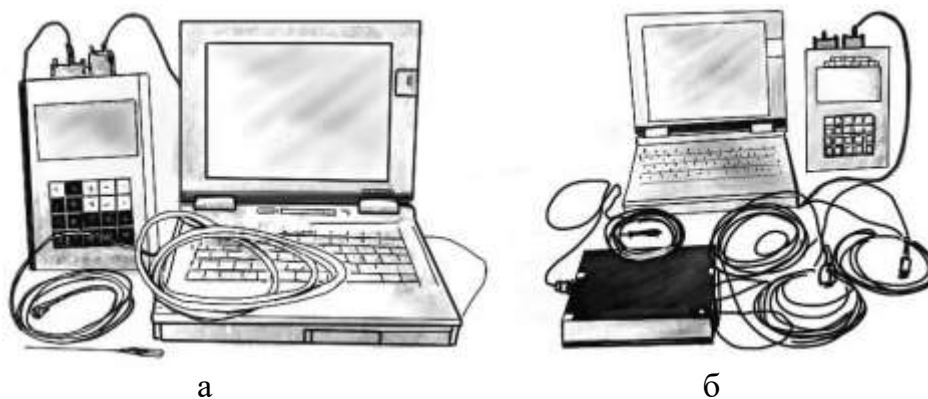


Рис. 4.19. Переносна система моніторингу та діагностики на основі цифрового приладу для вимірювання і аналізу вібрації (а) з можливістю її розширення до стендової або найпростішої стаціонарної системи (б)

Якщо переносні системи виконують тільки функції моніторингу, то такі системи виявляються малоефективними і їх слід замінити на стаціонарні з можливістю вимірювати вібрацію практично постійно.

4.13. Апаратні засоби багатоканальних стаціонарних систем контролю вібрації, діагностування машин, контролю електронного обладнання

Багатоканальні автоматизовані діагностичні системи, як правило, будуються на основі досить потужного комп'ютера з розвиненою периферією та набором вимірювальних модулів. Можливість нарощувати кількість вимірювальних модулів дає можливість створювати системи з необхідною кількістю

каналів. Зазвичай кількість каналів може досягати до 800. Прикладом потужної багатоканальної системи є система 3565S (Hewlett Packard) синхронних вхідних каналів, кожен з яких формується окремим каналним модулем, що містить аналоговий і цифровий фільтри, масштабуючі підсилювачі й АЦП. Система керується комп'ютером серії 300, який має потужне програмне забезпечення для розв'язання задач структурного аналізу, вібраційних, акустичних вимірювань і вібраційної діагностики.

Намітилося розширення динамічного діапазону апаратних засобів РМЧ, що працюють у діапазоні частот до 100 кГц, вони матимуть динамічний діапазон 90-96 дБ (у даний час це показник окремих приладів). Технічною основою для цього служить високий рівень сучасних аналого-цифрових перетворювачів, серед яких досить багато моделей з роздільною здатністю у 16 розрядів при швидкодії 2,5-1,5 мкс, і сучасних сигнальних процесорів, що мають 24- або 32-розрядний формат (сигнальні процесори серії DSP 56000, DSP 96000 або мікропроцесорний комплект 88000 фірми «Motorola»).

Прикладом багатоканальної системи для аналізу сигналів у реальному часі є модель 3550 фірми Brüel & Kjaer.

Існуючі віброакустичні апаратні засоби використовуються у вимірювальних, аналізуючих, випробувальних, реєструючих, перевірочних та інших системах контролю параметрів електронного обладнання. Ці прилади ефективні при вимірюванні амплітудних, частотних і фазових характеристик, при частотному аналізі. Системи, які містять цю апаратуру, ефективні в метрології, перевірочних і випробувальних лабораторіях контролю якості електронних пристроїв і приладів. Обчислювальні машини або загальний спеціальний керуючий пристрій автоматично визначає конфігурацію системи, задає режими роботи й параметри окремих приладів, керує проходженням процесу експлуатації, здійснює додаткову обробку інформації і представляє результати графічному реєстратору.

Система з аналізатором, наприклад, 2033, комп'ютером і пакетом програм працює паралельно із широкосмуговою або вузько смуговою системою. Для кожного каналу визначаються частотні спектри вібрації у контрольних точках і порівнюються з вихідними (опорними) спектрами. Перевищення вихідного спектра реєструється за допомогою принтера, з'єднаного з комп'ютером.

Відмінна особливість стендової системи моніторингу та діагностики – це група датчиків, які встановлюють у всі необхідні точки контролю машини на час вимірювання, а також послідовне (паралельне) вимірювання й аналіз діагностичних сигналів за алгоритмами, що вибирає оператор, та за відповідними командами оператора.

Як правило, стендові системи використовуються або на час випробувань машини, наприклад, для її вихідного контролю, або для періодичного обстеження машин, що встановлюються на спеціальний стенд. В останньому випадку система моніторингу та діагностики є складовою стенда, а діагностика виконується з побудовою еталона по групі однакових машин.

Типова стендова система моніторингу та діагностики, яка може будуватися на базі переносної системи, наведена на рис. 4.19, б. За складом технічних засобів вона не відрізняється від стаціонарної системи моніторингу та діагностики.

Структура стаціонарної системи (рис. 4. 20) діагностики, що складається

з центральної діагностичної станції – комп'ютера з пакетами програм для керування, аналізу сигналів, моніторингу та діагностики, відображення стану обладнання. До структури також належать зовнішні блоки підсилення і комутації, датчики вібрації.

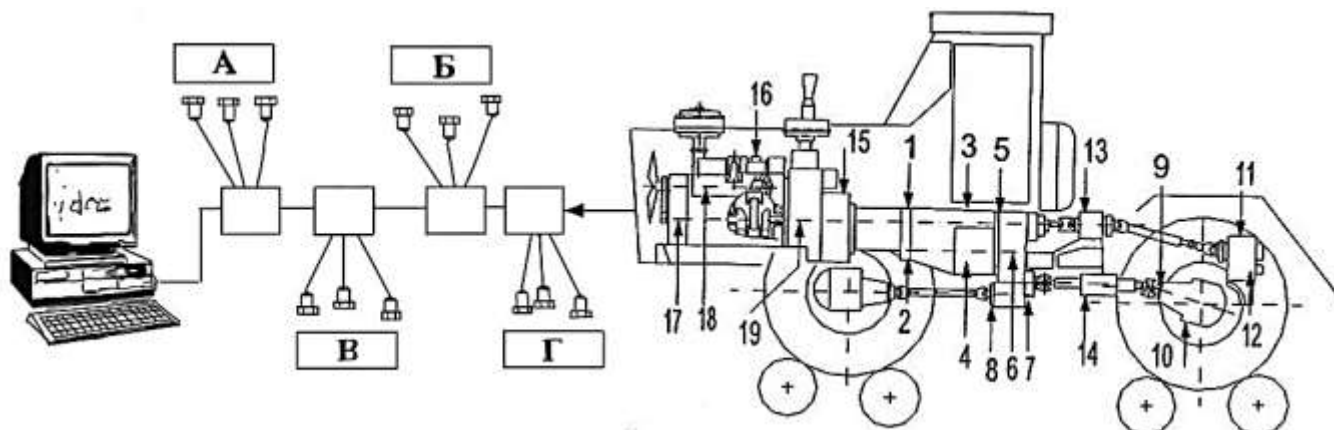


Рис. 4.20. Структурна схема стаціонарної системи діагностування трактора:
1-19 – контрольні точки; А, Б, В, Г – агрегати трактора

Робота системи відбувається автоматично, в тому числі і планування вимірювань та їх виконання, аналіз сигналів і всі подальші операції загальної та глибокої діагностики.

В стаціонарній системі може не вистачати кількості датчиків для того, щоб додатково виміряти вібрацію в інших точках вузла, тому слід використати переносні прилади.

4.14. Апаратні засоби вимірювання, аналізу та реєстрації акустичної емісії

Процеси взаємодії контактуючих поверхонь при терті та під час періодичних механічних напружень супроводжуються різноманітними електричними явищами, емісією електронів за рахунок появи дислокацій і зміни просторового енергетичного стану електронів. Характер процесів емісії досить складний, спектр сигналів при ньому широкий в ультразвуковому діапазоні частот від 100 кГц до 1000 кГц.

Для вимірювання, аналізу та реєстрації імпульсів звукових коливань у матеріалах застосовуються датчики і передпідсилювач, наприклад, моделей 8312, 8314 і 2637 фірми Brüel & Kjær. Один з датчиків має вбудований у спільному корпусі передпідсилювач із коефіцієнтом підсилення 40 дБ, а інші два датчики розраховані на спільну експлуатацію з передпідсилювачем. Датчики і передпідсилювачі входять до складу систем, призначених для визначення й оцінки параметрів акустичної емісії.

Широкосмуговий датчик 8312 відрізняється високою чутливістю в широкому діапазоні так, що його можна застосовувати як у системах для загального виявлення, визначення й оцінки акустичної емісії, так і в системах для частотного аналізу сигналів віброакустичної емісії.

Імпульсний характер акустичної емісії безпосередньо пов'язаний з її широким акустичним спектром. У тих областях, де потрібні максимальні амплі-

туди електричних сигналів, що приймаються датчиками, і де частота не є важливим параметром, доцільно застосовувати резонансні датчики 8313 і 8314. Висока чутливість датчика 8313 із резонансною частотою знаходиться поблизу 200 кГц, датчика 8314 – приблизно 800 кГц. Резонансні датчики можуть працювати в температурному діапазоні з верхньою межею +250 °С.

Передпідсилювач 2637 відрізняється коефіцієнтом підсилення у 40 дБ і надзвичайно малим власним шумом. У комплект передпідсилювача 2637 входять октавний фільтр 200 кГц, 800 кГц і широкосмуговий фільтр з лінійним діапазоном 10 кГц-2 МГц.

Аналізатор імпульсів акустичної емісії моделі 4429 забезпечує аналіз та оцінку сигналів акустичної емісії у режимі чотириканальної системи, у режимі часового розвитку сигналу та режимі пошуку локалізації джерел акустичної емісії.

Висновки за розділом 4

Результати вимірювання вібрації машини в першу чергу залежать від її технічного стану. Типові зміни у технічному стані машин під час експлуатації включають в себе зношування пар тертя, корозійне розбалансування та розцентрування валів, нагромадження нальоту та солей на деталях, зміну натягів, посадок і зазорів, старіння матеріалів, зміну пружних властивостей матеріалів і кріплення, переміщення деталей у вузлах і т. д. Навіть у випадку, коли технічний стан механізму залишається незмінним, результати вимірювання вібрації можуть варіюватися через зміни робочих режимів, якість електроенергії, навантаження на механізм, зміни температури і тиску масла в системах тощо.

Для вимірювання вібрації механізмів машин використовуються різноманітні засоби та прилади, включаючи віброметри, віброаналізатори, комутатори з програмним забезпеченням, мініатюрні пристрої для введення та передпроцесу віброакустичної інформації, багатоканальні комутаційні пристрої для спектрального аналізу вібрації, збірники даних, автономні інтегральні пристрої з пам'яттю, а також мікро-ЕОМ і комп'ютерні системи. Для коректного використання цих засобів потрібні знання про чутливість датчиків, стійкість вимірювальних систем та методи зберігання віброакустичної інформації.

Зміни вібрації, пов'язані з різними режимами роботи механізмів машини, можуть впливати на точність та достовірність результатів вимірювань. Тому важливо дотримуватися умов вимірювань, враховувати періодичність змін та проводити усереднення результатів повторних вимірювань. Це допомагає виключити вплив коливань навантаження, швидкості обертання, температури мастила, атмосферних умов на точність та достовірність вимірювань.

На результати вимірювань можуть вплинути метрологічні помилки, пов'язані з вимірюваннями вібрації різною апаратурою, різними операторами, вибором датчика, зміною способу та місця установки вібродатчиків, можливістю появи акустичних та електромагнітних перешкод.

Похибку методики й апаратури вимірювання можна значно зменшити, якщо використовувати стаціонарну або бортову штатну систему контролю вібрації. Такі системи дають можливість забезпечити однакові умови вимірю-

вання, режимів роботи та способів установки датчиків, налаштування вимірювального тракту, а у разі автоматизованої обробки результатів практично уникнути помилок, пов'язаних з індивідуальними особливостями операторів.

Застосування переносних віброаналізаторів і перевстановлення датчиків може вносити похибку до 3,75 дБ, яку часто можуть пояснити специфікою експлуатації машини та системи вимірювання вібрації.

Похибка вимірювання вібраційної потужності суттєво залежить від різниці у фазових і амплітудних характеристиках різних каналів вимірювального тракту. Неідентичність характеристик каналів може виникати через відмінності в характеристиках смугових фільтрів, підсилювачів, перетворювачів, а особливо через використання магнітофонів для зберігання вимірюваних сигналів перед подальшою обробкою. Підсилювачі, як правило, не вносять значних спотворень, оскільки їх можна легко зробити ідентичними. Верхня межа припустимих спотворень у перетворювачів залежить від їх конструкції, способу установки, а також від демпфування рухомої системи та чистоти контактних поверхонь.

Правильний вибір робочого діапазону вимірювань перетворювачів дозволяє зменшити відхилення амплітудних і фазових характеристик до попередньо визначених значень. Найчастіше джерелом спотворень є смугові фільтри. Найкращим способом уникнути таких похибок є калібрування всього вимірювального тракту та встановлення поправок (\pm) для всього частотного спектру вимірювань вібрації.

5. МЕТОДИ ВІБРАЦІЙНОГО ДІАГНОСТУВАННЯ МАШИН

5.1. Практика застосування вібраційних методів діагностики

На практиці зустрічається два основних поняття, пов'язані з оцінкою стану машин за їх вібрацією.

1. Вібраційний моніторинг, під яким розуміють спостереження за змінами вібраційного стану машини й аналіз причин цих змін.

2. Вібраційна діагностика, коли виявляються та ідентифікуються (визначається вид і величина) дефекти проектування (доведення), виготовлення та ремонту і несправності під час експлуатації машин.

Основна відмінність моніторингу від діагностики пов'язана з тим, що моніторинг не ставить своєю метою виявлення несправностей на ранній стадії розвитку. В його функції входить своєчасне виявлення розвиненої несправності у припущення, що по крайній мірі незадовго до відмови будь-яка несправність є ланкою ланцюжка несправностей і хоча б одна з цього ланцюжка суттєво впливає на вібрацію машини, що виявляється достатньо простими методами аналізу сигналів вібрації, яка вимірюється в одній або кількох контрольних точках машини.

Беручи до уваги цю мету, вібраційний моніторинг потребує вимірювань з невеликими інтервалами між ними, щоб не пропустити несправності, які швидко розвиваються. Цим зумовлене природне бажання мати стаціонарні системи моніторингу з інтервалами між вимірюваннями у частки секунди, кілька секунд, кілька годин і навіть днів.

Другим природним бажанням користувача є скорочення кількості вимірювальних каналів, які визначають вартість системи. Відповідно, відсутність датчиків вібрації на багатьох вузлах не дає можливості здійснювати виявлення несправності цих вузлів на початковій стадії розвитку.

Завдання діагностики – виявляти несправності на ранній стадії розвитку, спостерігати і прогнозувати їх розвиток, планувати ремонт машини. А якщо ставиться завдання переходу на обслуговування і ремонт машин за фактичним станом, то завдання діагностики стає вельми складним – необхідно виявляти всі несправності на ранній стадії розвитку. А те, що немає несправностей, які розвиваються раптово (крім прихованих дефектів виготовлення і монтажу) – це вже доведено, по крайній мірі, для багатьох машин.

Актуальність застосування методів оцінки якості машин за вібродіагностичним характеристикам зумовлено складною системою елементів, зв'язків, робочих процесів і різноманітним початковим геометричним параметрів, складальних та експлуатаційних статистичних станів, які визначають динамічний стан механізмів і надають кожній машині індивідуальних властивостей. Ідентифікація цих властивостей у статистичних параметрах зазорів, обмірів деталей, швидкостях спрацювання та відмовах суттєво обмежена.

Алгоритм розробки методики вібраційної діагностики наведений на рис. 5.1.

Головні особливості вібраційної діагностики:

– необхідно вимірювати вібрацію (або шум) кожного вузла машини, як-

що немає конкретного способу виявлення несправності, що з'являється, одного вузла за вібрацією іншого

– експлуатаційну діагностику бажано проводити за аналізом спектру або за високочастотною вібрацією, для збурення якої достатні невеликі сили, що і виникають на ранній стадії розвитку несправностей.



Рис. 5.1. Структурна схема розробки методики вібраційного діагностування технічних систем машин

Діагностичними вібраційними параметрами є: амплітуда, частота, напрямок і фаза вібрації, власні частоти вібрації деталей, вузлів і агрегатів, допустимі рівні вібрації.

Щоб наглядно представити існуючі методи діагностики різних вузлів машин, необхідно виконати основне правило кількісної діагностики. Стан об'єкта слід визначати за відхиленням діагностичних параметрів від їх нормативних значень. З цього правила випливають дві головні взаємопов'язані проблеми діагностики – як знайти оптимальні діагностичні параметри і як визначити допустимі вібрації для кожного параметра.

Раціональна організація пошуку дефекту, несправності або відмови можлива при створенні достатньо досконалих «розумних» алгоритмів пошуку. Початковий етап алгоритмізації пошуку полягає у поділенні об'єкта діагностування на функціональні підсистеми, потім аналізується математична модель і характер впливу несправностей у підсистемах різного рівня на їх працездатність, тобто аналізується діагностична модель.

Швидкість пошуку й усунення несправності визначається вибраним алгоритмом пошуку.

Алгоритм діагностування повинен бути побудований таким чином, щоб, виходячи з вибраного набору параметрів, визначити працездатність системи, порівняти її з нормативами, прийняти рішення щодо визначення місця несправності та передбачити остаточний ресурс.

Віброакустична діагностика забезпечує вирішення більш як 80% завдань в галузі діагностики для більшості машин, і типові діагностичні ситуації становлять понад 90% від загальної кількості випадків. Створення пакетів програм для вібраційного діагностування гарантує надійні результати діагнозу та прогнозу, що стосуються більш як 9 з 10 випадків.

5.2. Методи розпізнавання дефектів і несправностей машин

Особливості вібраційного діагностування машин полягає в аналізі сигналів вібрації з метою формування діагностичних ознак, чутливих до невеликих відхилень параметрів технічного стану від норми в умовах існування великого рівня перешкод не тільки від роботи самого діагностованого вузла, але й від сусідніх вузлів.

У зв'язку з тим, що часовий сигнал містить зайву інформацію і має обмежену вартість для цілей діагностування, стає важливим аналіз віброакустичного сигналу в залежності від глибини діагностування. Цей аналіз може включати в себе різні методи, такі як [18, 20, 30, 47]:

- частотний аналіз вібрації;
- спектральний аналіз вібрації (у вузьких і широких смугах);
- аналіз ударних імпульсів;
- кепстральний аналіз вібрації
- аналіз спектра вібрації по обвідній;
- фазове порівняння сигналів вібрації;
- амплітудно-часовий аналіз сигналів вібрації;
- кореляційний аналіз або аналіз взаємних спектрів вібрації;

- визначення акустичної емісії;
- статистичний аналіз вібраційних характеристик об'єкта діагностування;
- модуляція вібраційних процесів;
- амплітуди вібрації пік-фактора;
- величина ексцесу;
- резонансні частоти вузла (деталі) механізму, газових і гідравлічних потоків;
- порівняння змін рівнів і частот вібрації при зміні частоти та інших режимів роботи технічної системи.

5.2.1. Частотний аналіз вібраційних сигналів

Щоб обійти обмеження в часовій області, зазвичай на практиці застосовують частотний або спектральний аналіз вібраційного сигналу. Якщо часова реалізація – це графік у часовій області, то спектр – це графік у частотній області. Спектральний аналіз еквівалентний перетворенню сигналу з часової області в частотну. Частота і час пов'язані одне з одним такими залежностями: $T = 1/\nu$ або $\nu = 1/T$.

Імовірність знаходження несправності машини за аналізом складових спектру вібрації наведена в табл. 5.1. Основні види аналізу вібрації включають аналіз вібрації у часовій області та в частотній області (рис. 5.2, 5.3).

Таблиця 5.1

Імовірність знаходження несправності машини за спектром вібрації

Дефект	Імовірність знаходження несправності						
	частота	частота, амплітуда	частота, амплітуда, напрямок	частота, амплітуда, напрямок, фаза	гармонічний ряд частот і амплітуд обвідної біля частот збурення або власних частот вузла	гармонічний ряд складових частот амплітуд дефекту	
1. Небаланс	0,4	0,5	0,7	0,9	0,9	0,9	
2. Підвищений зазор у підшипниках ковзання	0,5	0,6	0,7	0,7	0,9	0,9	
3. Прогин вала	0,6	0,7	0,8	0,9	0,9	0,9	
4. Непаралельність осей вала	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8	0,8	
5. Розцентровка осей валів шестірні – колеса	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,8	
6. Поламка зубців зубчастої передачі. Підвищений зазор у зубчастому зачепленні	0,5	0,6	0,65	0,7	0,8	0,8	
7. Спрацьованість робочих поверхонь підшипників кочення	0,4	0,6	0,6	0,6	0,8	0,8	

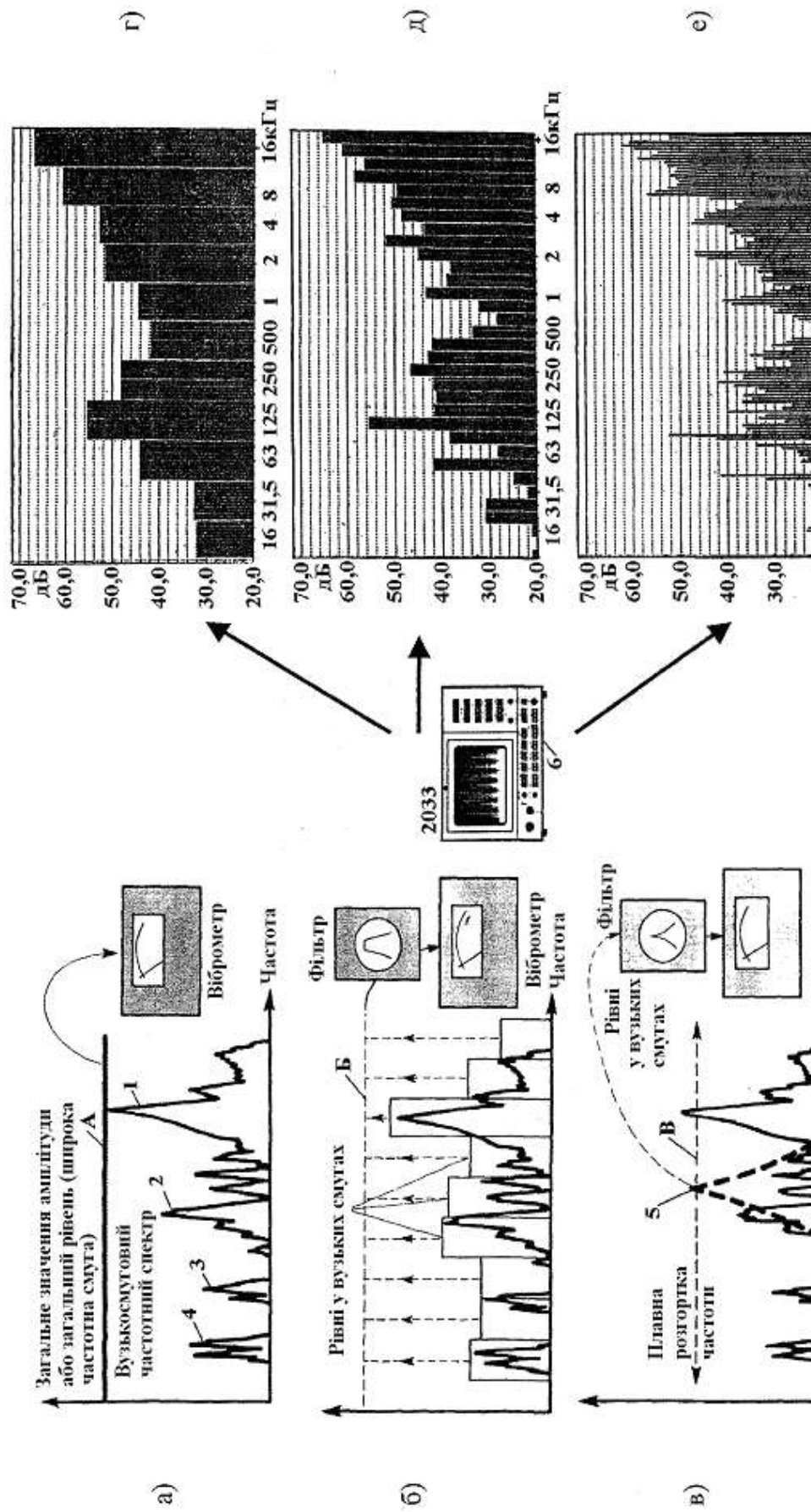


Рис. 5.2. Графічні приклади контролю рівнів вібрації з різною роздільною здатністю по частоті:

а – в широкій частотній області, А – загальне значення амплітуди або загальний рівень вібрації, 1...4 – окремі складові вузько смугового частотного спектра; б – з постійною відносною шириною смуги пропускання, Б – наприклад, октавна смуга частот; в – плавна розгортка частоти (В), 5 – рівні вібрації у вузьких смугах Г, Д, е – спектри вібрації машини записані в одній точці в октавній (Г), третьоктавній (б) та 1/12 октави (е), 6 – віброаналізатори в реальному часі типу 2033, 2034 фірми Brüel & Kjær

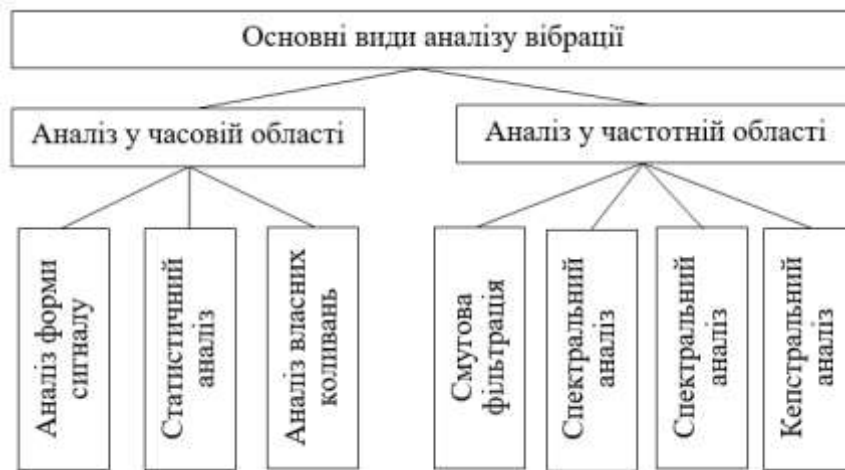


Рис. 5.3. Основні види аналізу вібрації

5.2.2. Октавний та третьоктавний аналіз вібраційних процесів

Важливою перевагою аналізу в смугах частот з постійною відносною шириною є можливість представлення на єдиному графіку дуже широкого частотного діапазону з достатньо вузьким розрізненням на низьких частотах. При цьому страждає розрізнення на високих частотах, однак, це не спричиняє проблем у деяких додатках, наприклад, при відшукуванні несправностей в машинах.

На рисунку 5.2, г показано типовий октавний спектр, де використовуються значення центральних частот відповідно до міжнародних стандартів ISO. Приклад оброблених результатів випробувань в третьоктавних смугах частот представлений на рисунку 5.2, д. Три третьоктавні смуги вкладаються в одну октаву, тому розрізнення в такому спектрі втричі краще, ніж при октавному аналізі.

Третьоктавні спектри є досить вузькими при низьких частотах, що дозволяє виявити перші кілька гармонік оборотної частоти. Вони можуть ефективно використовуватися для виявлення несправностей за допомогою побудови трендів.

Для виділення дискретних частот або частотних областей, характерних для роботи механізму на певному режимі, застосовуються сучасні методи частотного аналізу зі сталою відносною третьоктавною смугою пропускання та вузькосмуговий аналіз із сталою смугою пропускання, яка часто виражається у долі герца (рис. 5.2, е).

Частотний аналіз, у якому використовується лінійна частотна шкала, може бути застосований у тому разі, якщо частотне розрізнення постійне у всьому частотному діапазоні, що є характерним для так званого вузькосмугового аналізу або аналізу в смугах частот з постійною абсолютною шириною. Саме такий аналіз виконують, наприклад, ШПФ-аналізатори (ШПФ швидке перетворення Фур'є).

5.2.3. Аналіз вібрації в широких і вузьких смугах

Спектральний аналіз є одним із широко застосовуваних і найбільш ефективних методів аналізу вібрації й визначення несправностей основних вузлів машин. Це пояснюється як його фізичною наочністю, так і можливістю змістовної інтерпретації отриманих результатів. Частота вібрації є діагностичною ознакою, за допомогою якої визначається напрямок пошуку дефекту. Розподі-

лення амплітуд вібрації частотних складових характеризує розміри несправності (дефекту). Частотний аналіз дає можливість достатньо просто вирішувати завдання щодо виділення, фільтрації та класифікації сигналів а також завдання щодо стиснення інформації.

Розрахункові частоти, збурювані несправностями (дефектами) підшипникових вузлів, зубчастими передачами і валами агрегатів представлені в табл. 2.1-25, 2.7-2.14. Фактичні частоти вібрації елементів механічних систем у низькочастотній області спектра вібрації до 1000 Гц практично збігаються з розрахунковими. Розрахункові високочастотні вібрації (більше 1000 Гц), збурювані, наприклад, хвилястістю доріжок кочення підшипників, зубозачепленням високошвидкісних зубчастих передач, можуть проявлятися на власних частотах кілець підшипників, шестірні або корпусу підшипникового вузла й агрегату.

Віброметр вимірює рівні досліджуваних механічних коливань, що належать до більш-менш широкої смуги частот (рис. 5.2, а). Для визначення окремих складових широкосмугового процесу необхідний частотний аналіз.

Частотний аналіз використовує вибіркові фільтри, які пропускають лише ті частоти, які відповідають аналізованому процесу і знаходяться в відповідних вузьких частотних смугах. Смуги пропускання фільтрів перекривають аналізований частотний діапазон. Результатом аналізу є низка значень або рівнів, виміряних в окремих вузьких смугах (рисунок 5.2, б).

Частотний аналізатор може мати набір смугових фільтрів, налаштованих на певні частоти, які можуть бути переключені автоматично або вручну. Також можливе використання частотного аналізатора з одним смуговим фільтром, який налаштовується плавно в межах визначеного частотного діапазону (рисунок 5.2, в).

Октавою називається смуга частот, в якій відношення верхньої та нижньої граничної частоти дорівнює двом, тобто верхня смуга удвічі вища за нижню. Наприклад, зміна частоти коливань зі 100 Гц до 200 Гц відповідає збільшенню висоти на одну октаву, але і збільшення з 1 кГц до 2 кГц також є зсувом на одну октаву.

Октава – це настільки важливий частотний інтервал, що аналіз у так званих октавних смугах визнаний стандартним для віброакустичних вимірювань.

В табл. 5.2 наведені номери перших дев'яти октавних смуг, межі діапазонів частот та їх середні геометричні значення, які використовуються під час аналізу вібраційних процесів. При дослідженні вібрацій розглядають частоти до 20 кГц, виділяючи додатково такі середні геометричні значення частот, як 500 Гц, 1, 2, 4, 8 і 16 кГц.

Таблиця 5.2

Параметри перших дев'яти октавних смуг частот

Номери октавних смуг частот		1	2	3	4	5	6	7	8	9
Межі діапазонів частот, Гц	нижня	0,7	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4	44,8	69	178
	верхня	1,4	2,8	5,6	11,2	22,4	44,8	69	178	356
Середнє геометричне значення частоти, Гц		1	2	4	5	16	31,5	63	125	250

Частотне розрізнення при октавному аналізі занадто низьке для дослідження вібрації машин, тому визначені більш вузькі смуги з постійною відносною шириною. Найзагальнішим прикладом цього є третьоктавний спектр. При вимірюванні віброприскорень через $1/3$ октави кожна наступна середня геометрична частота дорівнює попередній помноженій на $\sqrt[3]{2} = 1,26$.

Ширина смуги пропускання частотного аналізатора. Роздільна здатність фільтра або фільтрів аналізатора, тобто ширина його або їх смуги пропускання, визначає загальну роздільну здатність за частотою частотного аналізу.

На рис. 2.23 показані частотні спектри механічних коливань головної передачі моста трактора Т-150К. Верхня спектрограма вібрації записана самописцем 2306 при застосуванні аналізатора 3513 з постійною відносною шириною смуги пропускання, яка дорівнює 23% частоти налаштування, а нижня спектрограма представляє результат аналізу цього ж процесу аналізатором з відносною шириною смуги пропускання, яка дорівнює 3% частоти налаштування. На основі порівняння цих двох спектрограм можна визнати, що вузька смуга пропускання сприяє більш докладному частотному аналізу й виділенню окремих піків спектра аналізованого процесу.

Негативною стороною вузькосмугового частотного аналізу є час, необхідний для аналізу визначеного частотного діапазону, що збільшується при зменшенні смуги пропускання аналізатора.

Оскільки вузькосмуговий частотний аналіз широкого діапазону частот забирає тривалий час, у віброметричній практиці часто застосовується попередній частотний аналіз аналізатором із більш широкою смугою пропускання, що виділяє важливі ділянки аналізованого частотного діапазону. Ці ділянки потім піддаються докладному вузькосмуговому аналізу. Аналізатори з постійною шириною смуги пропускання, що дорівнює, наприклад, 3 Гц, забезпечують дуже докладний аналіз, зокрема в області середніх і високих частот.

Щоб підбити підсумок викладеному, можна вказати, що оптимальним є той аналізатор і той метод аналізу, які гарантують потрібну роздільну здатність за частотою у всіх ділянках аналізованого діапазону й одночасно висувають мінімальні вимоги відносно потрібного для аналізу часу.

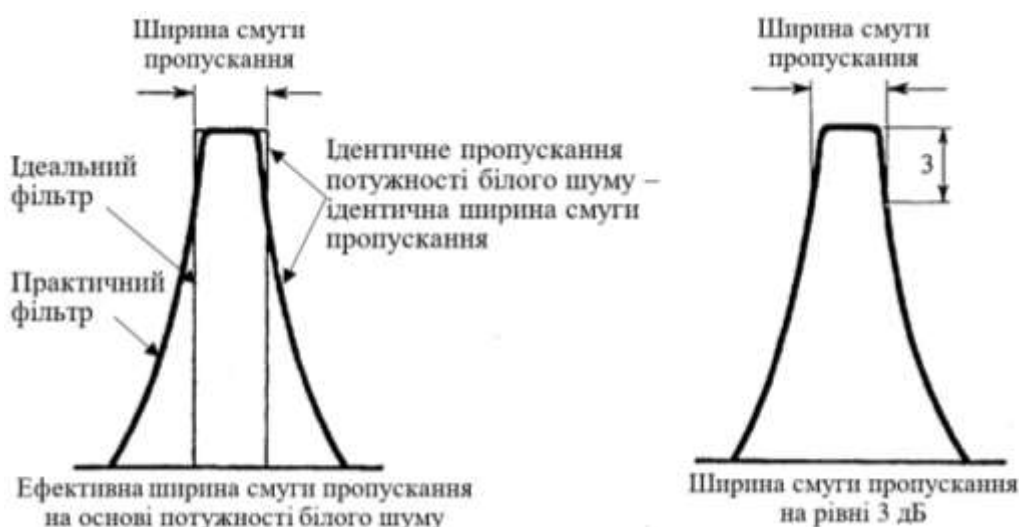


Рис. 5.4. Ширина смуги пропускання фільтра

Визначення ширини смуги пропускання фільтра. Ідеальним смуговим фільтром є такий фільтр, який без будь-якого ослаблення пропускає всі складові сигналу з частотами, що знаходяться в межах смуги пропускання, і абсолютно забороняє пройти всі інші складові з частотами, що лежать за межами цієї смуги. Однак існуючі пасивні та активні смугові фільтри трохи відрізняються від ідеального фільтра, зокрема за менш крутий нахил характеристики їх частотної відповіді та, відповідно, меншу ефективність у блокуванні сигналів поза смугою пропускання. Це вимагає визначення ширини смуги пропускання для конкретного застосування фільтрів.

Існують два основних методи визначення ширини смуги пропускання фільтрів. Найбільш поширеним є визначення ширини смуги пропускання конкретного фільтра через ширину смуги пропускання ідеального фільтра, який пропускає ту ж потужність білого шуму, що і досліджуваний фільтр. Другий метод визначення ширини смуги пропускання полягає в визначенні інтервалу частот, обумовленому точками спаду частотної відповіді фільтра на 3 дБ від рівня в смузі пропускання. Слід зауважити, що обидва ці методи визначення ширини смуги пропускання фільтра дають практично однакові результати, за винятком випадків фільтрів з низькою роздільною здатністю (рис. 5.4).

Контроль стану машин в широкому частотному діапазоні базується на аналізі вібрації машин. Цей аналіз може проводити оператор з використанням віброметра або віброаналізатора, або бути автоматизованим за допомогою вбудованих, бортових або стендових систем.

Частота та спосіб збору даних можуть варіюватися в залежності від системи контролю технічного стану. Це може бути постійним або періодичним, профілактичним або вибірковою збором даних. В деяких випадках контроль обмежується одноразовим вимірюванням широкосмугової вібрації за допомогою бортової системи. Періодичність контролю може бути встановлена на підставі робочого настання, і технічний стан також може оцінюватися під час сезонного обслуговування або ремонту. У випадку потреби результати вимірювань порівнюються з допустимими значеннями для визначення часу, коли швидкість погіршення стану досягає критичного рівня, і вимагається докладний аналіз спектру вібрації.

Для періодичного або замовленого та сезонного контролю вібрації машини достатньо типового віброметра, маршрутної картки з інформативними контрольними точками для вимірювання вібрації на кожній машині (агрегаті). Також потрібна графіка періодичності вимірювань у кожній точці, таблиці з класами технічного стану та діагностичними ознаками для виявлення дефектів і несправностей. Зазвичай такому обслуговуванню підлягають машини, поломки або ремонт яких не призводять до значних збоїв у технологічному процесі, не вимагають виконання робіт у строго встановлені терміни, не суттєво зменшують продуктивність або необхідні для сезонних робіт, наприклад, для автомобілів, які використовуються в сільському господарстві та не залучені до виконання невідкладних або сезонних завдань.

Періодичний контроль вібрації надає загальне уявлення про стан машини і виокремлює агрегати, вузли та точки контролю, які потребують більш докладного вибіркового аналізу вібрації для виявлення можливих дефектів чи не-

справностей. Ця діагностика може надавати попереджувальну інформацію для розробки планів технічного обслуговування та графіків ремонту.

Контроль стану машин у широких смугах частот може виконуватися стендовими або бортовими віброконтрольними пристроями в автоматичному режимі з виданням висновку про якість досліджуваної машини під час приймально-здавальних випробувань, попередження і/або відключення машини у разі раптового погіршення стану, що дає можливість уникнути серйозної аварії.

Широкосмугова автоматизована система дає можливість визначати рівні механічних коливань усіх критичних вузлів, забезпечуючи тим самим надійність безперервного діагностування (контролю). Широкосмугові контрольні пристрої з високою швидкістю можуть підключатися послідовно до кожного каналу віброперетворювача, визначати відповідні рівні вібрації об'єктів діагностування в широких смугах частот і порівнювати притаманні окремим каналам рівні з попередньо заданими граничними значеннями вібраційних параметрів. Будь-яке перевищення заданого граничного рівня вібрації може супроводжуватися виведенням повідомлення на світлові індикатори та/або бортовий центральний комп'ютер для створення і представлення графіка тенденцій з автоматичним роздрукуванням відповідного попередження, створення сигналу тривоги, спрацювання пристроїв відключення машини до того, як несправність стане критичною. Вибір меж широкої смуги контролю вібрації визначається на стадії розробки системи контролю (діагностування) на основі статистичних даних про те, як саме у призначеній контрольній смузі проявляються основні несправності об'єкта.

На основі результатів вимірювання вібрації у смузі частот 10-1000 Гц (згідно зі стандартом ISO 20816-1:2016 [46]) або в будь-якій іншій широкій смузі можна діагностувати лише загальний технічний стан вузла машини. Такий контроль вібрації не дає можливості виявити зміну стану всіх вузлів і деталей до того, як збільшувана амплітуда певної максимальної складової досягає найбільшого значення у враховуваній частотній смузі. З рис. 5.2 видно, що зміна вібрації в широкій смузі визначає переважний рівень вібрації 1 одного вузла чи деталі (рис. 5.2, а). Вузкосмугові складові з малими амплітудами (1-3, рис. 5.2, а) сховані у більш потужній складовій 1, у якій ймовірно може бути розбаланс, великий згин вала і великий механічний зазор. У разі появи дефектів, наприклад, підшипника, рівень широкосмугової вібрації змінюється незначно, хоча рівень піка невеликого дефекту значно зростає. Дефекти, що зароджуються (1-3, рис. 5.2, а), підшипників кочення, зубчастих передач, спрацьованість поверхонь, які контактують, і т. д. не можуть бути виявлені під час контролю рівнів вібрації у широкій смузі, зумовлені, наприклад, амплітудою 3, коли вона не перевищує рівень складової 1 (рис. 5.2, а), можуть бути виявлені на ранній стадії тільки за допомогою частотного аналізу.

Призначення контролю стану машини в широких смугах частот забезпечує поточний контроль рівнів вібрації для виявлення попередніх експлуатаційних ситуацій і діагностики несправностей машин, які призводять до передаварійного стану. Такий контроль суттєво полегшує обслуговування машин і подовжує їх термін служби, попереджаючи незворотних руйнувань вузлів механізмів.

Контроль стану машин у вузьких смугах частот використовується для отримання детальної картини стану машини шляхом вивчення частотних спект-

рів вібрації об'єкта діагностування. В залежності від «щільності» розподілення дефектів за частотою і глибиною діагностування технічного стану машини контроль вібрації може здійснюватися в октавних, третьоктавних (рис. 5.2, д) або 1/12-октавних смугах частот, у вузькій смузі із розрізненням, по частоті 3-6% (рис. 5.2, е), які стають ефективними при діагностуванні несправностей і їх причин на основі вузькосмугового аналізу методом швидкого перетворення Фур'є з різними процедурами попередньої та наступної обробки інформації. Для цього застосовуються аналізатори, основані на швидкому перетворенні Фур'є, які перетворюють сигнали у часовій області у вузькі частотні смуги спектрів. Це сприяє ефективному виявленню всіх складових аналізованих механічних коливань з великою роздільною здатністю по частоті й амплітуді порівняно з діагностуванням у широких смугах частот А (рис. 5.2, а). На рис. 5.2, г, д, е приведені однооктавні, третьоктавні та 1/12-октавні спектри вібрації однієї і тієї самої машини, записані в один і той же час комплектом приладів типу 2033 і 2313 фірми Brüel & Kjær та інших нових віброаналізаторів.

Вузькосмугові віброаналізатори дають можливість виявити несправності і дефекти шляхом порівняння спектрів і діагностувати причину цих несправностей (дефектів) шляхом аналізу у вузьких смугах частот, розширення спектра, кепстрального аналізу та ін. Віброаналізатори типу 2515 можуть з'єднуватися з базовим комп'ютером для зберігання великих масивів інформації з подальшою її обробкою і т. п. Аналіз спектрів вібрації у вузьких смугах частот, параметрів гармонік і бокових смуг дає максимально ранню попереджувальну інформацію про дефекти, що зароджуються. Наявність дефекту визначається порівнянням двох частотних спектрів, зареєстрованих при різному напрацюванні або порівнянням зареєстрованого спектра з еталонним. Причину несправності (дефекту) можна діагностувати шляхом визначення частотних складових, рівнів вібрації, що збільшуються, та встановлення відповідності цих частот відомим розрахованим або експериментальним частотам: проявлення дефектів механізму і порівняння поточних спектрів з еталонними та граничними рівнями вібрації.

Сучасний розвиток цифрових методів обробки сигналів дає можливість використовувати низку перетворень, які визначаються не лише можливостями програмно-апаратних засобів, але й вимогами забезпечення виділення потрібної інформації про зміну структурних параметрів механізмів у найбільш простій і зручній формі. Наприклад, використання як базис гармонічних функцій і перетворення Фур'є для прямокутних сигналів призводить до складних спектрів. У той же час прямокутні функції і перетворення Уольша суттєво спрощують спектр сигналу і, відповідно, його діагностуванню прив'язку до параметрів технічного стану, що змінюються.

Перевага частотного аналізу у вузьких смугах частот – рання стадія виявлення дефектів і несправностей. Можливість швидкої обробки поточних спектрів вібрації і простого, але надійного виявлення дефектів, що зароджуються, сприяє отриманню попередження на такій ранній стадії, що в запасі є місяці після виявлення дефекту до такого моменту, коли ремонт стає неминучим. Контроль вібрації машин у вузьких смугах частот з розширенням ділянок спектра (рис. 5.5, 5.6, 5.7) дає можливість визначати дефект, що зароджується, трендові

характеристики механізму і прогнозувати момент початку зміни технічного стану, остаточний ресурс і планувати термін фізично обґрунтованого ремонту.

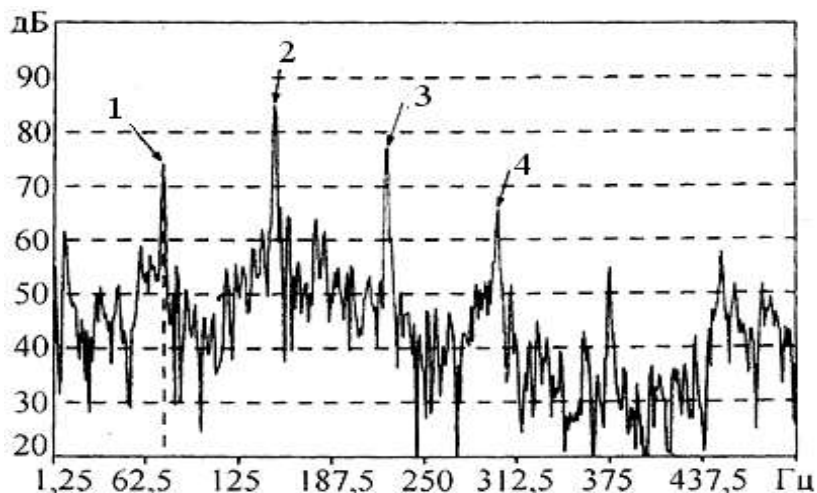


Рис. 5.5. Вузькосмуговий спектр вібрації редуктора:

1-4 – гармоніки частоти зубозачеплення ведучої шестірні; 1 – основна частота зубозачеплення 75 Гц; 2 – друга гармоніка; 3 – третя гармоніка; 4 – четверта гармоніка

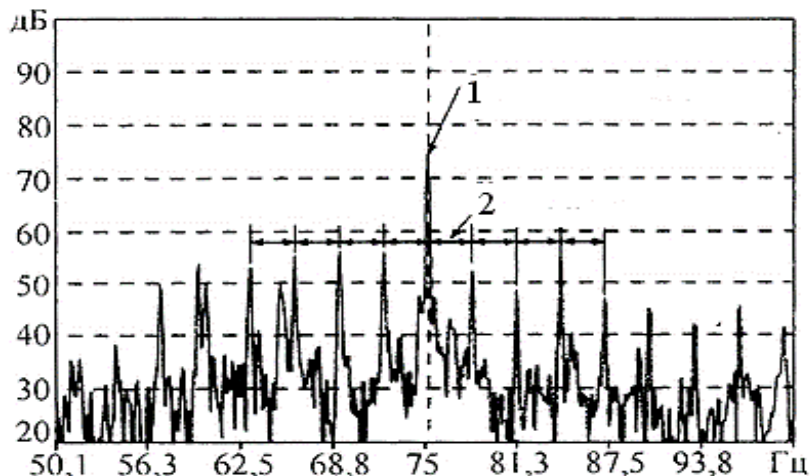


Рис. 5.6. Розширений вузькосмуговий спектр в області зубозачеплення ведучої шестірні (1, рис. 5.5):

1 – основна частота зубозачеплення 75 Гц; 2 – бокові смуги частоти обертання ведучої шестірні (набір бокових смуг 3 Гц)

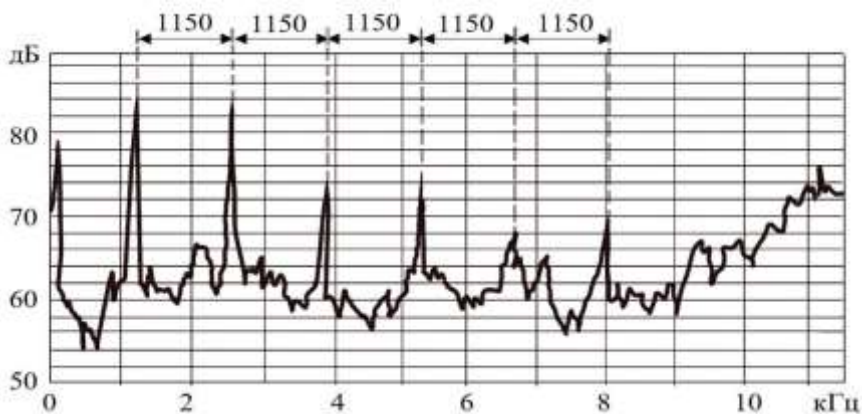


Рис. 5.7. Вузькосмуговий спектр радіальних коливань нагнітача Н-235-21-1 після 6500 годин напрацювання

Цей спосіб контролю вібрації рекомендується для діагностування технічного стану машин, вихід яких з ладу суттєво знижує ефективність виконання робіт у заданій технологічній послідовності або в установлені агротехнічні строки, а також для дорогих агрегатів і машин.

Спектри г, д, е на рис. 5.2, 5.5, 5.6, 5.7 отримані з використанням віброаналізаторів типу 2033 та графопобудовника 2313 фірми Brüel & Kjær, Данія.

На сьогодні, інтенсивно розвиваються методи апаратного спектрального аналізу, які використовують як спеціалізованих аналізаторів спектра, так і загальних обчислювальних засобів. Ці методи можна умовно розділити на дві основні групи: методи фільтрації та методи, що ґрунтуються на перетворенні Фур'є.

5.3. Спектральний аналіз обвідної сигналів вібрації

Відомо, що різні елементи машин вібрують на одній або кількох дискретних частотах. Взаємодія цих коливань призводить до складної хвильової картини вібрації в контрольованій точці. Тому вимірний сигнал необхідно аналізувати шляхом виділення з нього складових дискретних частот. Результат подібного аналізу представлений у вигляді залежності амплітуди від частоти (спектр сигналу) і розглядається як вібраційне поле машини (рис. 2.17, 2.18, 2.33).

Через нелінійність властивостей системи та зміну параметрів контактів між елементами кінематичних пар та іншими передатними ланками на шляху поширення акустичного сигналу від місць його виникнення до випромінювальної поверхні механізму відбувається модуляція вібраційних процесів (рис. 5.6). Особливості модуляційних процесів різняться для окремих вузлів і механічних систем і є індивідуальними. Це можна використовувати для визначення дефектів (несправностей) механізму на частотах, які характерні для кількох джерел вібрації. Результуюча вібрація на досліджуваній частоті, на якій передбачається визначити внесок окремих джерел у спільне вібраційне поле машини (агрегату) або спектр модуляції, який є сумішшю модуляційних спектрів окремих джерел.

Деякі частоти можуть бути результатом механічного резонансу різних частин машини під впливом періодичних, але несинусоїдальних збурень. Спектри сигналів, крім піків на частотах, які відповідають основній частоті вібрації та її гармонікам, також включають багато інших піків, що виникають внаслідок нелінійного поєднання гармонік та інших дискретних частот. Цей процес (модуляція) призводить до сумарних різницевих (бокових) частот.

У випадку відсутності дефекту спектр по обвідній виглядає як горизонтальна лінія. Поява дефекту призводить до появи дискретних частотних компонентів, які можна однозначно визначити за кінематикою та рухом об'єкта діагностики. Частотний спектр по обвідній дає можливість ідентифікувати наявність дефекту, а перевищення відповідних компонентів понад рівнем лінії однозначно характеризує глибину кожного дефекту. Іншими словами, наявність дефекту призводить до зміни сил тертя та потужності вібрації з плином часу і супроводжується модуляцією потужності високочастотної вібрації (рис. 5.8).

Дефекти, виявлені за допомогою цього методу, зазвичай характеризуються наступними параметрами: рівень дефекту (слабкий, середній, сильний), величина дефекту та ймовірність його виникнення, які виражені у відсотках.

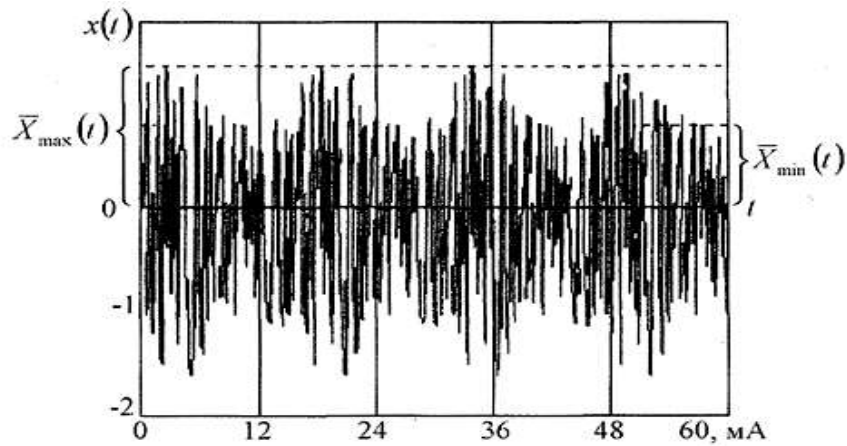


Рис. 5.8. Високочастотний випадковий амплітудно-модульований сигнал

Глибину модуляції m випадкового амплітудно-модульованого сигналу вібрації $X(t)$ можна визначити у відсотках, використовуючи середнє значення обвідної:

$$m = \frac{\overline{X_{\max}}(t) - \overline{X_{\min}}(t)}{\overline{X_{\max}}(t) + \overline{X_{\min}}(t)} \cdot 100\%, \quad (5.1)$$

де $\overline{X_{\max}}(t)$, $\overline{X_{\min}}(t)$ – максимальне і мінімальне значення обвідної сигналу відповідно.

У разі зміни виду дефекту частота модуляції змінюється. Чим більший ступінь розвитку дефекту, тим більшою стає глибина модуляції. Отже, частота модуляції визначає вид дефекту, а глибина модуляції – ступінь його розвитку.

Як приклад, на рис. 5.9 показані часові сигнали вібрації для підшипників різного технічного стану. Отже, найбільше інформації міститься в обвідній високочастотного сигналу (на рис. 5.10).

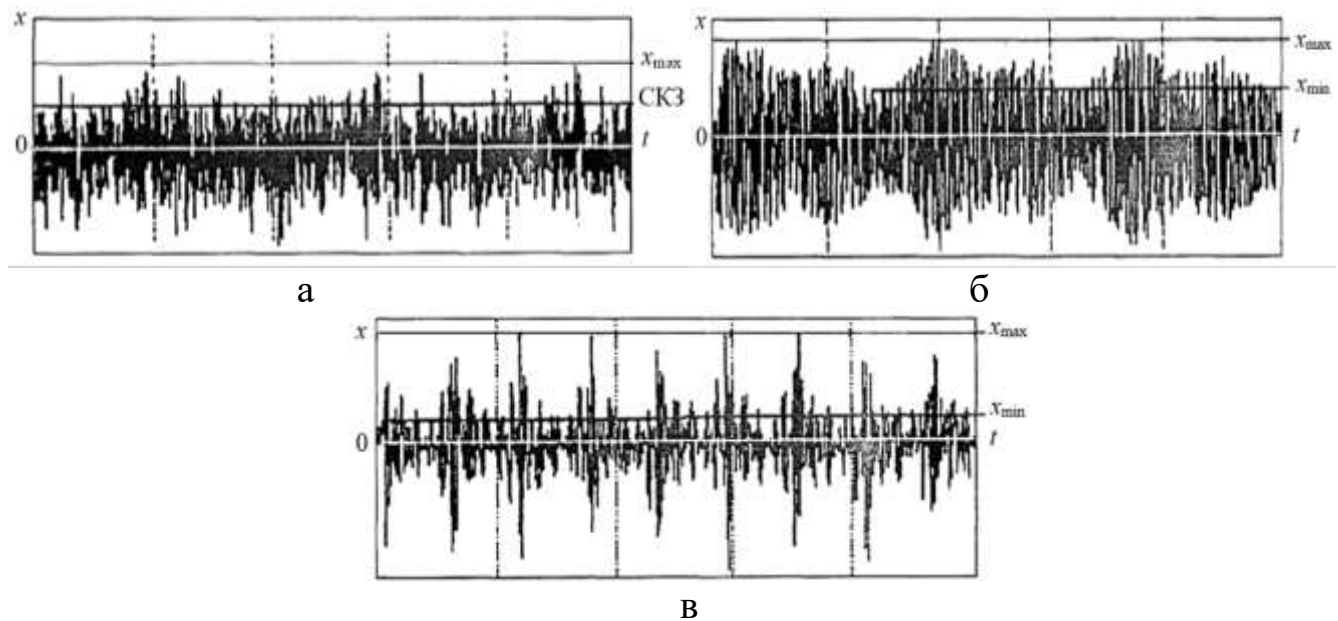


Рис. 5.9. Часові високочастотної випадкової вібрації:

а – в бездефектному підшипнику (без модуляції); б – в підшипнику, який має нерівномірне спрацювання (з модуляцією); в – в підшипнику, що має раковини на поверхні тертя (з ударами)

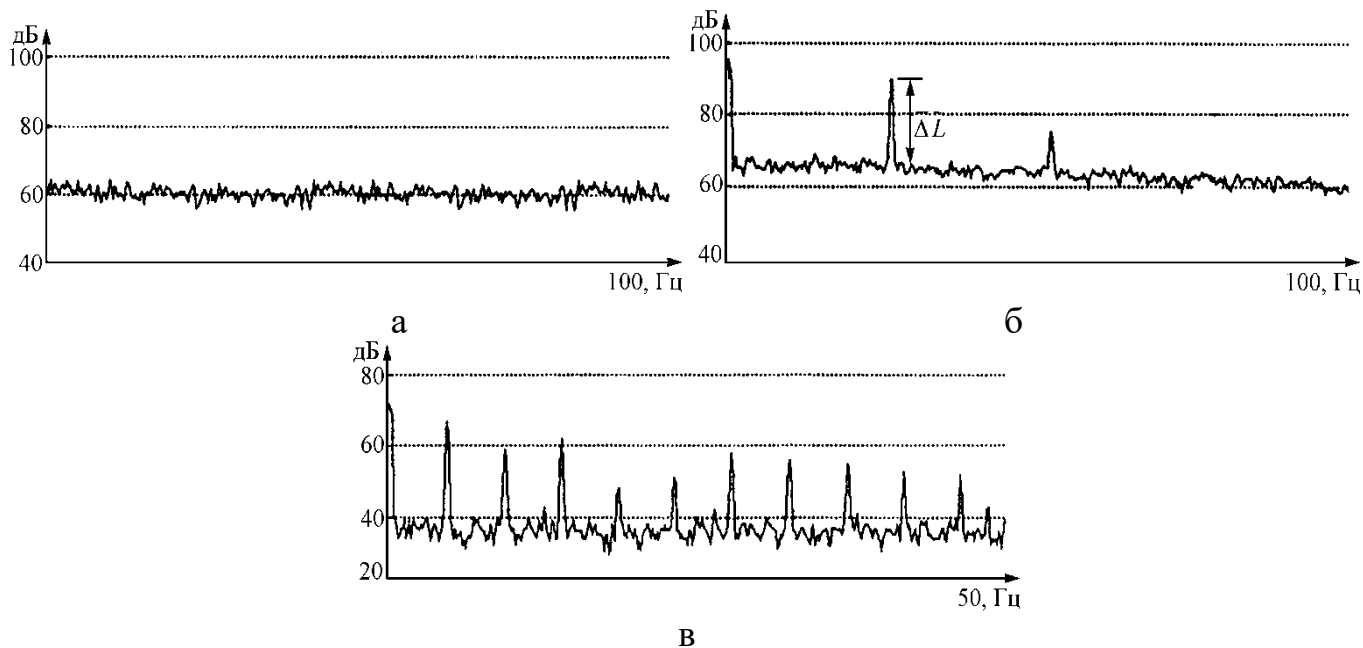


Рис. 5.10. Спектри обвідної високочастотної випадкової вібрації:

а – в бездефектному підшипнику (без модуляції); б – в підшипнику, який має нерівномірне спрацювання (з модуляцією); в – в підшипнику, що має раковини на поверхні тертя (з ударами)

Кількісне порівняння часових форм (рис. 5.9) оцінюється за допомогою величини пік-фактора або інших складніших залежностей, які дозволяють виявити ударні імпульси, але не модуляцію випадкової вібрації. Спектральний аналіз обвідної високочастотної вібрації (рис. 5.10) надає можливість виявити модуляційний процес.

На рис. 5.10 приведені форми обвідної тих випадкових сигналів, які показані на рис. 5.9 і які сильно відрізняються за спектральним складом. У спектрі обвідної модульованого випадкового сигналу кількість гармонік невелика, а у спектрі обвідної ударних імпульсів кількість гармонік може бути великою. Саме за появою гармонічних складових у спектрі обвідної високочастотної випадкової вібрації виявляється факт її періодичної амплітудної модуляції, а за наявністю низки кратних за частотою гармонік – поява ударних імпульсів.

У спектрі обвідної високочастотної вібрації можна спостерігати за розвитком одночасно всіх наявних дефектів за величинами перевищення гармонічних складових на певних частотах над фоном. Таким чином, з'являється можливість визначення парціальних глибин модуляції, тобто глибин модуляції для кожного з наявних дефектів. Це дає можливість визначати ступінь розвитку всіх дефектів та ідентифікувати їх вид. Отже, є можливість прогнозувати стан діагностованого вузла, бо кожен вид дефекту має свою швидкість розвитку.

Глибина модуляції m пов'язана з різницею ΔL рівнів гармонічної та випадкової складової спектра обвідної виразом:

$$m = \sqrt{\left(10^{\Delta L/10} - 1\right) \cdot \frac{\Delta f_A}{\Delta f_\phi}}, \quad (5.2)$$

де Δf_A – ширина смуги спектра обвідної; Δf_ϕ – ширина смуги фільтра, що віді-

ляє високочастотну вібрацію.

Найкращі результати метод обвідної дає у разі аналізу модуляції не в широкій смузі періодичних сигналів, а у вузькій смузі.

Аналіз спектра обвідної вібрації в області окремих джерел вібрації (рис. 5.6, 5.11) дозволяє виділити частоту модуляції, що безпосередньо пов'язана з несправністю, яка її спричинила, глибину модуляції та відношення амплітуди модулюючого коливання до амплітуди коливань частоти-носія. Після аналізу обвідної може бути проведено порівняння частотних складових з розрахунковими частотами для визначення типу несправності. Для гармонічних сигналів коефіцієнт глибини модуляції – це відношення амплітуди модулюючого коливання до амплітуди коливань частоти-носія (рис. 5.6).

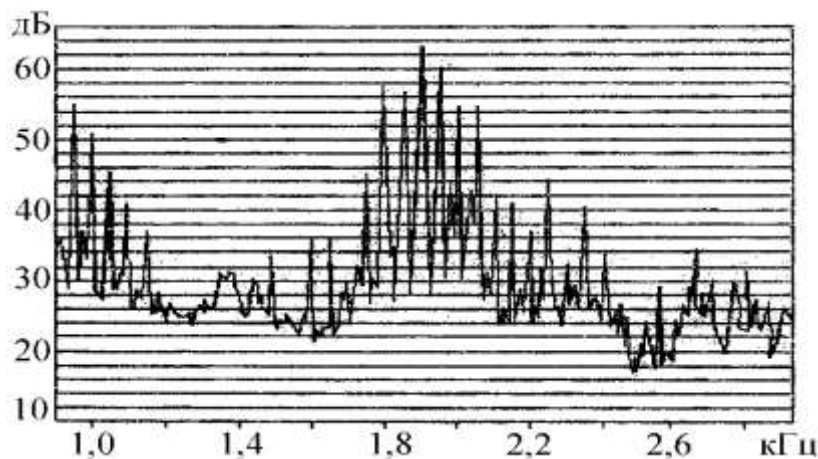


Рис. 5.11. Спектр вібрації на опорі підшипника ковзання електродвигуна, спареного з редуктором РЦОТ-480

У вузькосмуговому спектрі сигналу, як показано на рис. 5.6, 5.11 окрім основного ряду гармонік вібрації у кожній з них з'являються ще й бокові сигнали. У цьому разі діагностична інформація може міститися і в таких параметрах, як частота, глибина і форма модуляції. Глибина модуляції визначається співвідношенням амплітуд основної та перших бокових гармонік, форма – співвідношенням амплітуд перших бокових гармонік із другими, третіми та наступними боковими гармоніками. Схема спектра вібрації, що відображає розвиток несправності представлена на рис. 5.12.

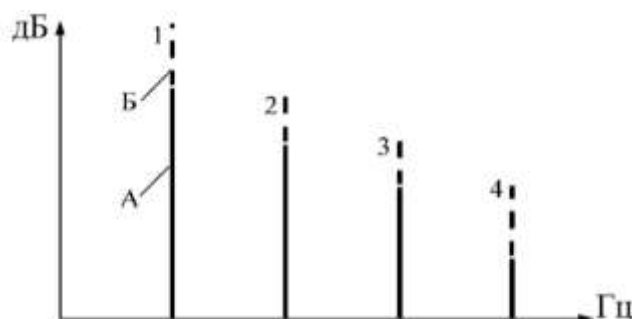


Рис. 5.12. Схема спектра вібрації, яка відображає розвиток несправності зубозачеплення:

А – початкові рівні вібрації; Б – збільшення рівнів вібрації, зумовлені розвитком несправності, що показує незначне збільшення амплітуди частоти-носія (1) і значне амплітуд гармонік

Метод спектрального аналізу по обвідній отримав широке поширення завдяки можливості виявлення дефектів на відносно ранній стадії їх розвитку і можливості прогнозування остаточного ресурсу вузла. Впровадження цього методу передбачає складний та витратний процес збирання даних та використання аналітичних програм, що перетворюють прилад в складний діагностичний комплекс. Важливо відзначити, що для кожного конкретного підшипникового вузла необхідні власні критерії оцінки сильної несправності, тому під час діагностування важливо підбирати і постійно коригувати діагностичні параметри для кожного вузла.

Діагностика за спектрами обвідної базується на аналізі спектрів високочастотної вібрації машини. Глибина розвитку несправностей на діагностичних спектрах обвідної вібрації визначається за величиною модуляції високочастотної складової низькочастотної вібрації, яка збурюється несправністю (дефектом). Саме в цьому модулюючому сигналі міститься інформація про технічний стан об'єкта. За частотним розташуванням амплітудних піків у спектрі обвідної вібрації можна однозначно визначити місце виникнення несправностей, а за величиною амплітуди – глибину розвитку несправностей (рис. 5.6).

Кількість і амплітуди бокових смуг використовуються для діагностики причин і розмірів дефекту (несправності). Вихід за межі допустимих значень амплітуд бокових смуг, отриманих на етапі діагностики, служить аварійним сигналом розвитку несправності вузла (рис. 5.13).

Метод обвідної спектра базується на аналізі високочастотних складових вібрації та виявленні її низькочастотних модульованих сигналів. Сили тертя, що збурюють високочастотну випадкову вібрацію, стаціонарні лише при відсутності дефектів (несправності).

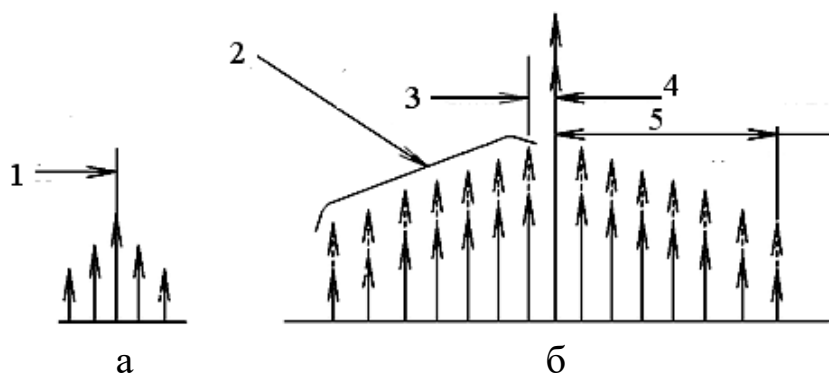


Рис. 5.13. Нормування вібрації за спектром обвідної дефекту:

а – початковий спектр вібрації, 1 – частота-носій; б – граничне значення збільшення модуляції (енергії) вібрації, 2 – модуляція амплітуди (дефект поверхонь тертя), 3 – частота модуляції, 4 – вид дефекту, 5 – глибина дефекту граничного стану

При використанні методу обвідної діагностики машин (або вузлів) з низькою швидкістю обертання необхідно проводити вимірювання впродовж 50-100 повних обертів. У бездефектних (справних) вузлах високочастотна вібрація є стаціонарною та випадковою в часі. У разі виникнення несправностей (дефектів), які призводять навіть до часткового порушення змащування підшипників, спостерігаються періодичні коливання сили тертя або поява ударів, які збурюють високочастотну вібрацію. Також удари можуть виникнути в разі

недостатнього змащування, коли тверда масляна плівка легко порушується. Отже, якість змащування має значний вплив на результати діагностики підшипників кочення за обвідною вібрацією. Через недоліки в змащуванні можуть виникати розриви масляної плівки, які за своїми ознаками подібні до ознак раковин на доріжках або тілах кочення (рис. 5.14).

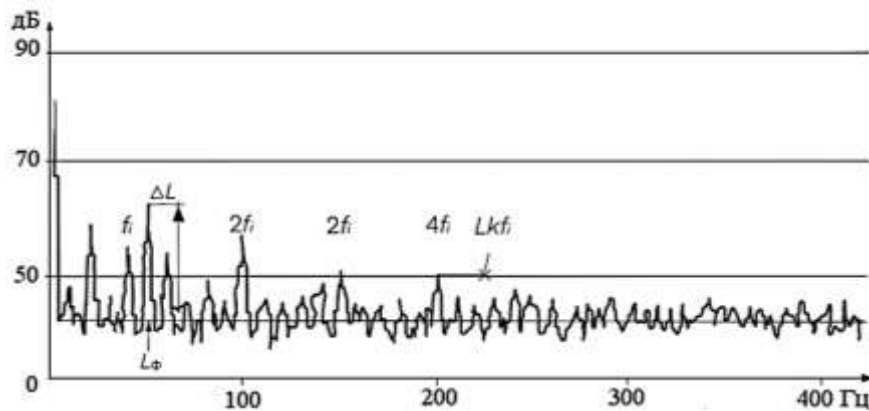


Рис. 5.14. Спектр обвідної вібрації підшипника з раковиною на зовнішньому кільці

Тому в тих випадках, коли діагностика підшипників виконується за однократним вимірюванням, доцільно контролювати і спектр вібрації підшипникового вузла з використанням еталона по групі однакових машин. У цьому разі за сукупністю результатів вимірювання спектра вібрації та спектра обвідної вдається простими методами уникнути можливих помилок в ідентифікації дефектів (несправностей) за однократним вимірюванням вібрації будь-якого підшипника кочення на будь-якому етапі його життєвого циклу.

На рис. 5.15, 5.16 зображені спектри обвідної вібрації підшипника у разі різних дефектів. В обох випадках (дефект внутрішнього і зовнішнього кілець) у спектрах обвідної вібрації з'являються розрахункові частоти, вказані у табл. 5.3.

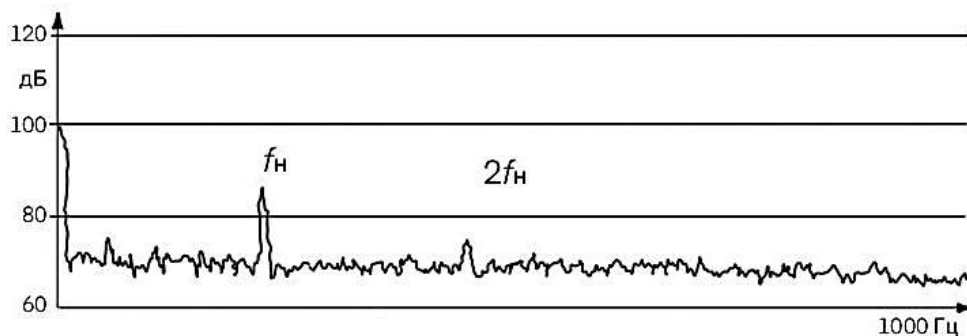


Рис. 5.15. Спектр обвідної вібрації підшипника із спрацюванням зовнішнього кільця:

f_n – частота перекошування тіл кочення зовнішнім кільцем

Очевидними перевагами методу обвідної діагностики є перешкодозахищеність, інформативність і, що найголовніше, можливість виявлення дефектів на найранішій стадії їх розвитку. Якщо звернутися до високочастотної частини спектра справного підшипника, то вона буде представлена певним шумом, спричиненим силами тертя.

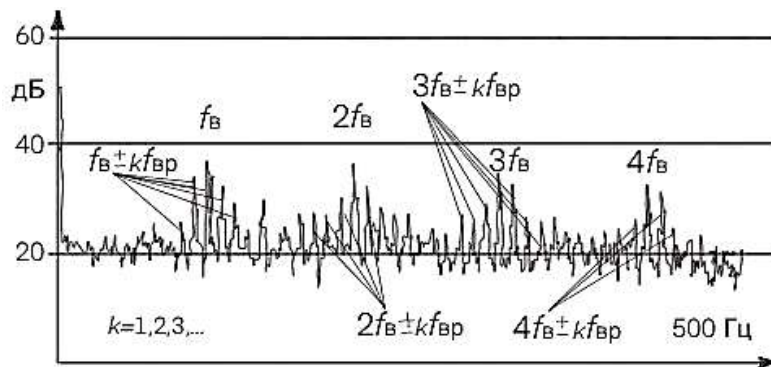


Рис. 5.16. Спектр обвідної вібрації підшипника з раковиною на внутрішньому кільці:

$f_{вр}$ – частота обертання внутрішнього кільця підшипника;
 $f_в$ – частота перекочування тіл кочення внутрішнім кільцем підшипника

Проте у випадку появи якого-небудь дефекту в підшипнику, високочастотна складова вібрації починає модулюватися низькочастотною вібрацією, яка виникає через несправність (дефект). Таким чином, якщо виділити з загального модульованого сигналу його низькочастотну (модулюючу) складову (відому як «обвідна» складова сигналу), то на основі частотного розташування амплітудних піків у спектрі обвідної можна однозначно визначити місце виникнення несправності (дефекту), і за величиною амплітуди – глибину розвитку цієї несправності. В цьому суть методу обвідної діагностики.

Підшипник – це резонансна система. В ній три резонуючих частин. Це зовнішні, внутрішні кільця і тіла кочення. Наприклад, одне з кілець має кілька власних резонансів: поздовжній, поперечний, за товщиною і т. д. Кожен з цих резонансів має ще набір гармонік. Тобто в залежності від конфігурації кільце має кілька порядків резонансу.

Будь-яка неперіодична сила спричиняє коливання цього кільця, аналогічно камертону. Якщо подивитися спектр цього сигналу, то він виглядає як синусоїда. Однак, коли з'являється періодична гармонічна збурювальна сила, то відбувається явище модуляції.

На жаль, метод достатньо дорогий і, крім того, він малочутливий до дефектів, які зароджуються і слабкі.

Незважаючи на ці недоліки, метод використовується достатньо широко, особливо в середовищі професійних спеціалістів, і дає хороші результати.

Метод спектра обвідної схожий з методом прямого спектра, але спектральне перетворення виконують не над самим сигналом, а над його обвідною. Метод також вимагає знання інформативних частот. У табл. 5.3 наведені деякі інформативні частоти.

Таблиця 5.3

Інформативні частоти спектра обвідної вібрації

№	Вид дефекту	Частоти ознак
1	Спрацьованість зовнішнього кільця	f_H
2	Раковини, тріщини на зовнішньому кільці	kf_H
3	Спрацьованість внутрішнього кільця	$kf_{вр}$
4	Раковини, тріщини на внутрішньому кільці	$kf_в$
5	Спрацьованість тіл кочення і сепаратора	kf_c
6	Раковини, відколи на тілах кочення	$2kf_{тк}$

5.4. Метод розділення фазових співвідношень сигналів

Фазою називається величина, яка визначає стан коливального процесу в кожний момент часу. Наприклад, матеріальна точка виконує гармонічні коливання, які описуються рівнянням:

$$z(t) = A_z \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_0), \quad (5.3)$$

то аргумент синуса $\varphi = \omega \cdot t + \varphi_0$ називається фазою коливань, а $\varphi_0 = \text{const}$ – початковою фазою.

Фаза однозначно визначає значення величини коливань і вимірюється в радіанах. У випадку періодичних, але негармонічних коливань фазу виражають у частках періоду: $\varphi = 2 \cdot \pi(k_\varphi/T)$. Коефіцієнт k_φ може мати значення $0 \leq k_\varphi \leq 1$.

Часто фазу розглядають як міру відносного зсуву за часом двох синусоїдальних коливань. Різницю фаз $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_2$ двох коливань часто називають **зсувом фази**.

Різниця фаз $\Delta\varphi = \pi/2$ (тобто 90 градусів) відповідає зсуву.

Віброприскорення – це похідна від віброшвидкості за часом:

$$\alpha_\varepsilon = \frac{dV_\varepsilon}{dt} = -A_\varepsilon \cdot \omega_\varepsilon^2 \cdot \sin(\omega_\varepsilon \cdot t). \quad (5.4)$$

Отже, віброприскорення при фіксованому віброзміщенні пропорційне квадрату частоти вимушених коливань. Слід відзначити, що прискорення відстає по фазі на $\pi/2$ радіана, що вказує на від'ємний синус (тобто на 180° відносно зміщення).

Згідно з другим законом Ньютона сила дорівнює масі, помноженій на прискорення. При заданому віброзміщенні сила також пропорційна квадрату частоти і саме з цієї причини ніколи не можна зустріти процеси, де більші прискорення супроводжуються більшими зміщеннями.

Будь-яка складна коливальна система – це конструкція з рознесеними у просторі джерелами вібрації. Сигнал вібрації, виміряний у довільній точці системи, є результатом одночасного прояву різних віброзмущувальних сил, у тому числі й таких, що збігаються за частотою.

Вирішення завдань діагностики в цьому випадку може базуватися на порівнянні форми коливань механізму під дією збурювальних сил різної природи, але з однаковою частотою. Наприклад, розділення статичної та динамічної нерівноваженості роторів машин може бути виконане за фазовим відношенням сигналів вібрації, які вимірюються на різних підшипниках в одній осьовій площині машини (рис. 5.17). Аналогічно, цей метод можна використовувати для визначення перекосу муфт, неспівісності, зламів та зміщення осі лінії вала при стикуванні машин в агрегати. Фазовий кут вібрації є ключовим параметром вібраційної діагностики, оскільки він допомагає визначити причини вібрації. Стробоскопічне світло фіксує маркер, розміщений на валу, і відображає, як змінюється фазовий кут вібрації від одного кінця вала до іншого або як він змінюється зі швидкістю, стабільний чи ні. Вібраційний рух може збігатися по фазі з дефектом, що спричиняє його, або може відставати і на 90° , 180° або інші кути.



Рис. 5.17. Складові вібрації, збудованої агрегатом на підшипниках ковзання

Зміна знака зсуву фази з плюса на мінус і значення фазового кута є важливими діагностичними ознаками для визначення дефектів у складанні та характеру порушення монтажу. Інформація про фазові співвідношення кратних гармонік в коливальному процесі є значущим доповненням до даних амплітудного спектра вібрації.

Для контролю фазового кута вібрації рекомендується використовувати двоканальний аналізатор, в якому один канал призначений для отримання синхронізуючого сигналу з частотою обертання. Цей аналізатор може створювати графіки фази в залежності від частоти, включаючи амплітудно-частотні та амплітудно-часові графіки.

У випадку електричних машин, форми коливань можна розділити на ті, які створюються радіальними електромагнітними силами в зазорі та ті, які створюються пульсуючими моментами.

Форми коливань механізму на фіксованій частоті визначають за результатами фазових вимірювань сигналів вібрації. Для цього вимірюють різниці фаз гармонічних коливань у двох точках або різниці фаз коливань механізму в одній точці та синхронного опорного сигналу невібраційного походження за допомогою тракту, що містить два смугових фільтри і фазометр.

Похибка вимірювання фаз детермінованих сигналів визначається параметрами фазометра і фазочастотними характеристиками смугових фільтрів.

Наявність опорного сигналу, який збігається за частотою з гармонічною складовою, дає можливість використовувати методи синхронного аналізу вібрації. Застосування синхронного фільтра на виході фазометра дає можливість виділити гармонічну складову фільтром зі смугою, що забезпечує значне зниження випадкових складових. Синхронні фільтри, які реалізують алгоритми синхронного накопичення, можуть мати ефективну смугу в сотні часток герц, що дозволяє мінімізувати помилки вимірювання фази гармонічної складової при наявності випадкових впливів.

Біспектр дає можливість виявити фазову інформацію навіть при наявності шумової перешкоди. Найчутливішою до фазового співвідношення є функція бікогерентності.

У низці випадків при розділенні суми періодичних сигналів на складові необхідно вимірювати початкові фази кратних гармонік. Для цього необхідна модель сигналу, який є сумою гармонічних складових з кратними частотами та випадкових складових. Точність визначення початкових фаз складових сигналу підвищується при наявності опорного гармонічного сигналу. В цьому разі середні квадратичні відхилення різниці фаз залежать тільки від величини середнього квадратичного відхилення початкових фаз.

Фазова інформація може дати новий погляд на об'єкт діагностики, і методи отримання фазової інформації можуть бути менш витратними та складними, ніж методи, які використовують амплітудно-частотний спектральний аналіз для діагностики.

5.5. Метод аналізу ударних імпульсів та амплітудно-часової характеристики сигналів вібрації

Амплітудно-часовий аналіз застосовується для виділення періодичного кінематичного циклу механізму, вібрація якого – це чергування циклів ударних імпульсів, що мають жорстку часову послідовність контакту різних кінематичних пар. Кожен з імпульсів, створюваний при цих контактах, має свою амплітуду, тривалість і високочастотне заповнення.

Співудари дефектних деталей підшипника викликають виникнення високочастотних коливань, які швидко затухають і розповсюджуються від підшипника по конструкціям механізму у вигляді хвиль, аналогічно тому, як розповсюджується звук у повітрі. Вигляд цих процесів показаний на рис. 5.18.

Частота від співударів дефектних деталей підшипника підшипник лежить в області 30-40 кГц.

Амплітуди ударних імпульсів зв'язані зі швидкістю співударів дефектів і глибиною дефектів. Таким чином, за амплітудами ударних імпульсів можна

діагностувати наявність і глибину дефектів. При цьому порогові значення, що характеризують той чи інший стан підшипника, виявляються абсолютно універсальними, тобто ніяк не залежать від типу та обертів підшипника. Ця обставина, а також швидке затухання імпульсів за часом, дає можливість розділяти імпульси, сформовані різними парами, рис. 5.19, 5.20.

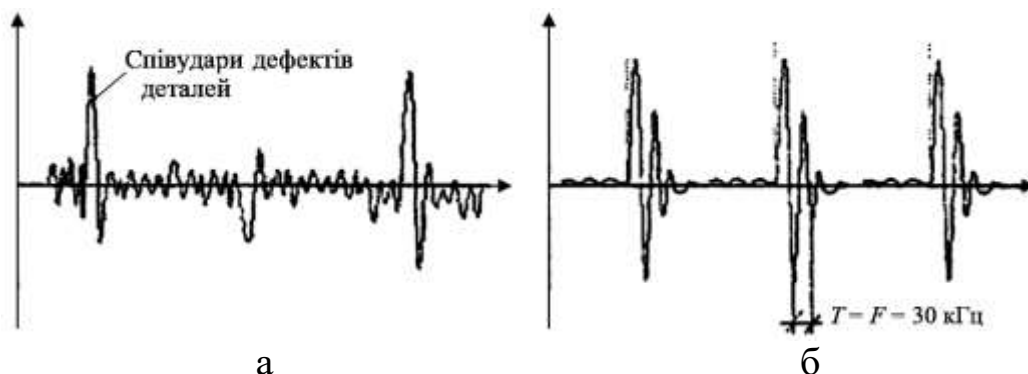


Рис. 5.18. Вигляд сигналів для пояснення методу ударних імпульсів:
а – початковий вібросигнал; б – ударні імпульси ультразвукових коливань

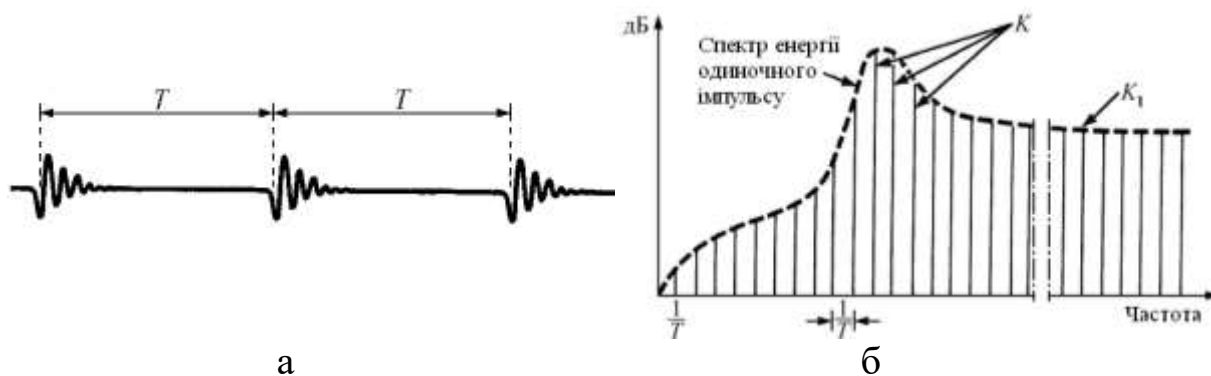


Рис. 5.19. Спрощена модель імпульсного сигналу та відповідного спектра:
а – сигнал у часовій області, б – спектр одного імпульсу в частотній області, $1/T$ – відстань між спектральними лініями гармонік, що мають найбільші амплітуди поблизу резонансної частоти системи, K – дискретні складові спектра повторюваних періодично імпульсів, K_1 – розширення гармонік з високими порядковими номерами, зумовлених флуктуаціями робочої швидкості і т. п.

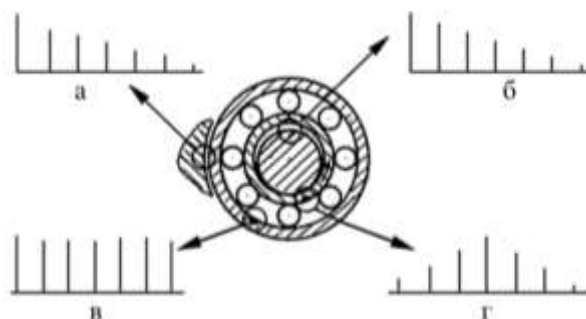


Рис. 5.20. Несправності підшипникового вузла кочення:

а, б – низькочастотна вібрація, збудована дефектами натягів-зазорів, посадок, має амплітудну модуляцію, частотою обертання; в, г – високочастотні вібрації, збудовані (дефектами) внутрішнього і зовнішнього кілець підшипника; в – обвідна на нерухомому кільці несе інформацію про частоту повторювання імпульсів прокатування тіл кочення, має однакову амплітуду; г – обвідна імпульсу несправності на кільці, що обертається, має амплітудну модуляцію

Стробування сигналу при його часовій селекції забезпечує заглушення сигналів, розташованих поза стробом, тобто є в перешкодою діагностуванню.

Інший прийом часової обробки сигналу – синхронне накопичення для виділення періодичного сигналу на фоні адитивних перешкод.

У циклічних механізмах є жорсткий зв'язок між моментами співударів цілої низки кінематичних пар і кутом повороту вала.

Щоб забезпечити незалежність параметрів стробувального імпульсу і результатів вимірювань фазових параметрів сигналу від швидкісного режиму механізму, фазову селекцію та вимірювання фазового параметра сигналу виконують відносно початку циклу роботи об'єкта в градусах кута повороту вала. Для цієї мети використовують сигнали датчика початку циклу та датчика частоти обертання, які фіксують моменти початку циклу роботи механізму і здійснюють квантування цього циклу за кутом повороту.

Метод ударних імпульсів оснований на вимірюванні та реєстрації механічних ударних хвиль, викликаних зіткненням двох тіл. Прискорення часток матеріалу в точці удару викликає хвилю стиснення, яка розповсюджується у вигляді ультразвукових коливань. Прискорення часток матеріалу в початковій фазі удару залежить тільки від швидкості зіткнення і не залежить від співвідношення розмірів тіл. Період часу невеликий, і помітної деформації не відбувається. Величина фронту хвилі є мірою швидкості зіткнення (удару) двох тіл. У другій фазі удару поверхні двох тіл деформуються, енергія руху відхиляє тіло і є причиною виникнення в ньому коливань.

Метод ударних імпульсів широко використовується для контролю стану підшипників кочення. Цей метод є чутливим навіть до дефектів, що тільки зароджуються, однак не всі дефекти у підшипниках кочення супроводжуються появою ударних імпульсів. Так, дефекти, які не призводять до продавлюванню шару змащування, наприклад, дефекти монтажу, не можуть бути виявлені методом ударних імпульсів. У той же час добре відомо, що такі дефекти у значній мірі впливають на ресурс підшипників кочення. У зв'язку з тим, що ударні імпульси можуть з'являтися у разі різних видів дефектів, а також і при зміні якості змащування, цей метод не дає можливості ідентифікувати вид дефекту. Крім того, метод ударних імпульсів не дає можливості здійснювати довготерміновий прогноз через неможливість визначати вид дефекту, а, як відомо, різні дефекти мають різні швидкості розвитку. І ще одна суттєва особливість методу ударних імпульсів – це наявність ударних імпульсів у високочастотній вібрації справних низькооборотних підшипників з частотою обертання, яка менша за 50-100 обертів за хвилину, що принципово утруднює використання цього методу і знижує його достовірність.

Отже, метод ударних імпульсів дає можливість контролювати стан підшипників кочення, але не діагностувати його.

Недостатня ефективність прогнозу розвитку дефектів методом ударних імпульсів і різке зниження достовірності діагностики для низькооборотних машин стало причиною пошуку більш ефективних методів виявлення дефектів, що зароджуються, та прогнозу їх розвитку.

Метод ударних імпульсів передбачає вимірювання вібрації протягом приблизно 2-3 обертів діагностованого з'єднання або вузла.

Для вимірювання ударних імпульсів використовується п'єзоелектричний датчик, на який не впливає фон вібрації та шум. Викликана механічним ударом фронтальна хвиля стиснення збурює коливання, що затухають, у датчику (перетворювачі).

Пікове значення амплітуди цього коливання, що затухає, прямо пропорційне швидкості удару (V). Оскільки перехідний процес, що затухає, дуже добре визначається і має постійну величину затухання, його можна відфільтрувати від інших сигналів, тобто від сигналів вібрації. Аналіз перехідного процесу, що затухає – основа методу ударних імпульсів.

Вібрація, що створюється ударним рухом деталей повинна модулюватися (одним дефектом), створюючи амплітудно-модуляційні бокові смуги (рис. 5.18, 5.20, г). У кожному спектрі можна чітко бачити характерну частоту прояву несправності (дефекту) з боковими смугами модуляції, розподіленими через інтервали, кратні частоті обертання вала. Навпаки, комбінаційні частоти можуть містити частоту обертання вала та деякі її гармоніки, які відсутні у разі справної роботи вузла.

Співударі дефектних деталей (підшипника, зубчастої передачі та ін.) спричиняють виникнення високочастотних коливань, що швидко затухають і розповсюджуються від джерела збурення по конструкції механізму у вигляді хвиль стиснення-розтягнення (рис. 5.19). Амплітуди ударних імпульсів однозначно пов'язані зі швидкістю співударів дефектних (несправних) деталей, а значить за амплітудою ударних імпульсів можна достовірно діагностувати наявність і глибину дефекту (несправності).

Для використання методу амплітудно-часового аналізу ударних імпульсів необхідно, щоб на шляху розповсюдження хвиль від джерела збурення вібрації до місця установки датчика була мінімальна кількість сполучень деталей.

Метод простий і дешевий в реалізації, має високу чутливість і дуже широко використовується як в середовищі професіоналів, так і експлуатаційниками обладнання, оскільки існують прості портативні прилади, які працюють за цим методом. Порівняльні характеристики методів наведені в табл. 5.4.

Таблиця 5.4

Порівняльні характеристики методів

Параметр	Оцінка методу			
	Пік-фактор	Прямий спектр	Спектр обвідної	Ударні імпульси
1. Діагностика дефектів, що зароджуються		*	*****	****
2. Діагностика розвинених дефектів	**	***	*****	*****
3. Оцінка стану за результатами однократного вимірювання		**	*****	*****
4. Оцінка стану за результатами періодичного або постійного контролю	***	****	*****	*****
5. Розділення стану підшипника за кінематикою та змащуванням				****
6. Визначення дефектів (тіл кочення, доріжки, сепаратора і т. д.)		***	****	
7. Перешкодозахищеність	*	**	*****	****

Для використання методу існує одне обмеження, пов'язане з конструктивним виготовленням механізму. Оскільки вимірювання передбачає реєстрацію ультразвукових коливань, які дуже сильно затухають на межах роз'ємних з'єднань, для коректних вимірювань необхідно, щоб між зовнішнім кільцем підшипника та місцем установки датчика існував суцільний металевий масив. У більшості випадків це не викликає проблем.

Результати вимірювань дуже легко нормуються за швидкістю співударів, знаючи геометрію підшипника і його оберти. Амплітуди ударних імпульсів однозначно пов'язані зі швидкістю співударів дефектних деталей і глибиною дефектів. Тому за амплітудами ударних імпульсів можна достовірно діагностувати наявність і глибину дефектів.

Переваги – висока чутливість, інформативність і перешкодозахищеність. Метод простий і дешевий у реалізації, існують прості портативні прилади.

Недолік – існує одне обмеження, пов'язане з конструктивним виготовленням механізму. Оскільки вимірювання передбачає реєстрацію параметрів ультразвукових коливань, які помітно затухають на межах роз'ємних з'єднань, для точності вимірювань необхідно, щоб між зовнішнім кільцем підшипника і місцем установки датчика існував суцільний масив металу. У більшості випадків це не викликає проблем.

5.6. Кепстральний аналіз для вібраційних сигналів

Виявлення часової залежності кепстра, тобто квадрата перетворення Фур'є над квадратом логарифма частотного спектра сигналу (логарифмічним спектром потужності):

$$k(t) = \left\{ \int_0^{\infty} \lg F(\omega) \cos \omega t d\omega \right\}^2, \quad (5.5)$$

де $k(\tau)$ – кепстр, $F(\tau)$ – спектр потужності сигналу.

Кепстральний аналіз використовується для ідентифікації серії гармонік, бокових смуг спектрів і для оцінки їх відносної потужності (рис. 5.21). Тому кепстральний аналіз для діагностики високооборотних складних машин з великою кількістю взаємопов'язаних джерел має певні переваги перед спектральним аналізом, так як логарифмічне перетворення (псевдокореляція) робить результат менш чутливим до неоднорідностей спектра.

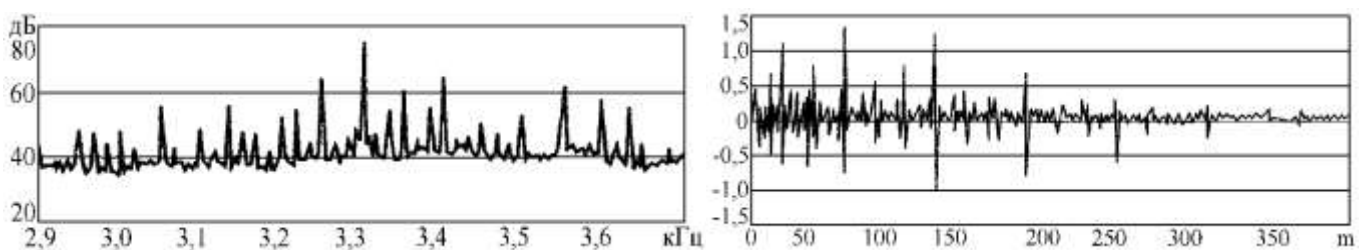


Рис. 5.21. Спектральна і кепстральна функції вібраційного сигналу, створюваного редуктором

Кепстр відрізняється від нуля, коли неоднорідності функції спостерігаються в періодично розташованих точках. Якщо в сигналі присутні кілька гармонічних рядів з частотами ω_i , де $i = 1, 2, \dots$, то кепстр відрізняється від нуля, в точках $\tau_i = 2\pi/\omega_i$. Таким чином, кепстр відрізняється від нуля, коли в сигналі є імпульси, що періодично слідують один за одним, або модульовані сигнали.

Якщо в сигналі є кілька таких рядів, то за видом функції $F(\omega)$ їх неможливо відділити один від одного, так як комбіновані частоти накладаються одна на одну. Кепстр для кожного гармонічного ряду набуває значення, положення якого на часовій осі визначається періодом $2\pi/\omega_i$, а величина – амплітудами всіх гармонік ряду.

У вібраційному сигналі редуктора можна таким чином виділити ряди з гармонік оборотної, зубцевої та циклічної частот.

На рис. 5.22, а показана спектральна функція вібраційного сигналу редуктора, а на рис. 5.22, б – його кепстральна функція. Значення піків на кепстральній характеристиці зручніше використовувати як діагностичні ознаки.

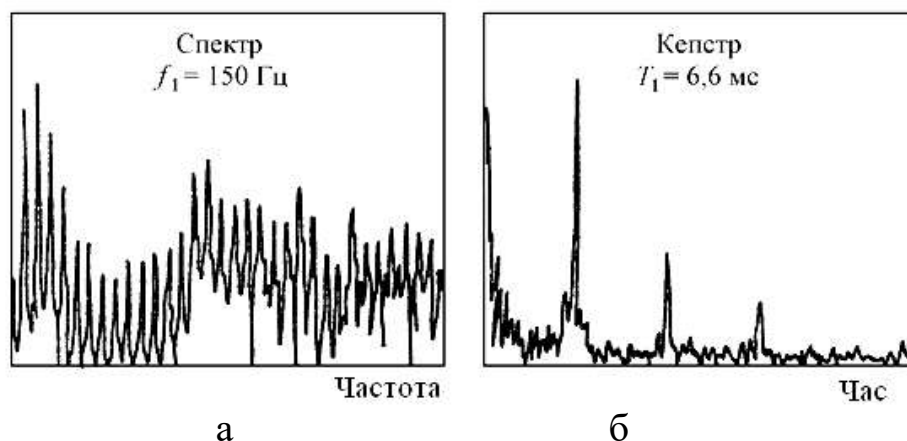


Рис. 5.22. Спектральна та кепстральна функції вібраційного сигналу, створюваного при роботі редуктора

Аналізатор 2034 дає можливість також оцінювати інтенсивність сигналів, знаходити взаємний спектр двох процесів і виявляти ймовірнісні характеристики – взаємну кореляційну функцію, знаходити криву розподілення ймовірностей і щільність розподілення. Цей прилад, наряду з аналізатором 2131, який здійснює третьоктавний аналіз за допомогою цифрових фільтрів, є типовим приладом вимірювальної апаратури на основі засобів цифрової обчислювальної техніки з використанням мікропроцесорів для спеціалізованих цілей.

Кепстральний аналіз виконується для дослідження процесів модуляції коливань і виділення комбінаційних частот. Виконується «вибілювання» спектра з виділенням частот модульованих сигналів гармонічних рядів (рис. 5.21). Значення піків на кепстральній характеристиці зручніше використовувати як діагностичні ознаки. У вібраційному сигналі редуктора можна, таким чином, виділити ряди з гармонік оборотної, зубцевої, циклічної частот. При виконанні кепстрального аналізу, особливо з метою діагностування зубчастої передачі, слід виключити низькочастотні гармоніки, які можуть дати піки в кепстрі.

Кепстр не дає можливості отримати компактну й наочну інформацію про стан механізму. Кепстр, на відміну від функції кореляції, менш чутливий до

неоднорідностей спектра (змін загальної форми і ширини по осі), тому він має відмінні від нуля значення тільки при великих періодичних складових. Положення і величина піків кепстра є діагностичними параметрами. Разом з тим, це не завжди можна спостерігати на практиці. Не завжди можна виявити, що зростання амплітуди кепстра відбувається монотонно в залежності від часу, а значить, він не є критерієм пошкодження. На значення кепстра впливає багато чинників: відношення сигнал-шум, ширина смуги пропускання фільтра, частота модуляції та ін. Тому порівнювати можна кепстри, отримані в ідентичних умовах. Доки не буде повністю проаналізований вібросигнал, кепстральний аналіз не може бути ефективно використаний. Кепстральний аналіз до значної степені не чутливий до зміни фази досліджуваних сигналів і до параметрів шляхів розповсюдження механічних коливань. Наприклад, кепстри механічних коливань двох підшипників у коробці передач майже ідентичні один одному. Основна цінність його полягає у розділенні змішаних сигналів. Основна перевага кепстра полягає в розділенні змішаних сигналів, що містяться в спектрі по всьому частотному діапазону у вигляді множини модуляційних компонентів, перетворюючи його в обмежене число (2-3 компоненти).

Графік кепстра (рис. 5.21, 5.22) містить піки, положення яких на осі часу відповідає періодам гармонічних рядів, що складають спектр вібрації. Висота піків визначається амплітудами всіх гармонічних складових ряду. Кепстр є інваріантною функцією по відношенню до місця установки датчика на механізмі, оскільки він реагує на зміни всіх модуляційних компонентів і сукупності, в той час як амплітуда спектральних компонентів дуже сильно залежить від положення датчика.

5.7. Кореляційний аналіз спектра вібрації

Сигнали, які реєструються під час роботи механізмів, мають складний і різноманітний характер. Як правило, це періодичні сигнали, спектр яких відображає коливання тих чи інших елементів машини.

Кореляція – це міра схожості двох хвильових форм або функція часового зміщення між ними. Якщо хвильові форми достатньо різняться, процес називається взаємною кореляцією. Взаємна кореляція двох сигналів є характеристикою їх подібності, яка визначається у функції зсуву їх за часом.

При дослідженнях вібрації знаходження функції взаємної кореляції дає можливість легко виявити сигнал вібрації навіть на фоні шуму, що перевищує рівень сигналу на два порядки. Метод взаємної кореляції дає можливість визначити шлях проходження вібраційних збурень. Якщо можливі кілька шляхів, то методом взаємної кореляції можна визначити основний з них. Кореляційний аналіз або аналіз взаємних спектрів дає можливість виявити приховану періодичність, виділити когерентну складову віброакустичного сигналу, визначити внесок окремих сигналів у сумарний сигнал, визначити оптимальну кількість інформативних точок і частотних смуг спектра діагностованого об'єкта, розділити випадкові сигнали.

Внесок окремих деталей або елементів механізму в загальний сигнал може бути оцінений фіксацією кореляційних зв'язків між коливаннями окре-

мих елементів або оцінки внеску окремих сигналів у сумарний сигнал за допомогою кореляційного аналізу або аналізу взаємних спектрів. Одне із найпоширеніших застосувань взаємного спектра – оцінка передаточної функції лінійної моделі об'єкта діагностування у разі випадкових вхідних збурень. Тому частка кожного із джерел у створенні загальної вібрації може бути визначена за результатами експериментальних вимірювань взаємних спектрів динамічних сил у цих джерелах і комплексних механічних податливостей (або опорів) конструкцій механізмів. Динамічні сили, що розвиваються у досліджуваному джерелі, зазвичай мало залежать від процесів в інших джерелах цього ж механізму. На цей зв'язок незначно впливають динамічні характеристики статорних конструкцій роторного механізму. Взаємного впливу між силами, що розвиваються у джерелах рівних механізмів, практично не спостерігається.

Коливальна енергія в механізмах розповсюджується у вигляді хвиль різних типів. Ефекти взаємного перетворення хвиль, а також нерівномірність фазових і амплітудних значень, передаточних динамічних властивостей конструкцій призводить до того, що вібраційні сигнали у смузі частот на вході та виході системи відрізняються один від одного за часовими, частотними та фазовими характеристиками. Відбувається втрата кореляційного зв'язку між сигналом поблизу джерела коливань із сигналом на корпусі й опорних поверхнях механізмів, навіть якщо в механізмі є лише одне джерело. Це накладає обмеження на ширину смуги пропускання фільтрів при вимірюваннях взаємних спектрів. Допустимою є смуга шириною приблизно в $1/6$ октави.

Аналіз складних сигналів, що є сумою сигналів від просторово рознесених джерел збурюючих сил, вимагає побудови кореляційних і взаємно кореляційних функцій або взаємних спектрів сигналів вібрації, що вимірюються у різних точках механізмів і обладнання агрегатів. На основі статистичного аналізу кореляційних залежностей вимірюваних рівнів вібрації у багатьох точках механізмів агрегату виконують відбір найбільш інформативних діагностичних точок і смуг частот. З множини точок, що мають сильний кореляційний зв'язок, залишають одну статистично незалежну точку.

5.8. Виявлення дефектів, що зароджуються, за величиною ексцесу

Центральний момент четвертого порядку використовують для оцінки ступеня відхилення щільності розподілення від нормального розподілення ймовірностей. Для нормального розподілення ексцес дорівнює нулю. Зміна висоти та ступеня гостровершинності характеризує зміну щільності ймовірності амплітуд вібросигналу, відображає стан механізму незалежно від його швидкості обертання і геометрії.

Коефіцієнт ексцесу має найбільшу чутливість із усіх відомих ймовірносних характеристик. Він характеризує положення вершини і згладженість цієї кривої.

Використання ексцесу розподілення пов'язане з тим, що викиди в сигналі у разі появи ударного збурення спотворюють форму закону розподілення, що відбивається на величині ексцесу. У справному механізмі розподілення амплітуд вібрації близьке до нормального. По мірі збільшення імпульсів розподілення відхиляється від нормального за рахунок збільшення «хвостів» кривої (рис. 5.23).

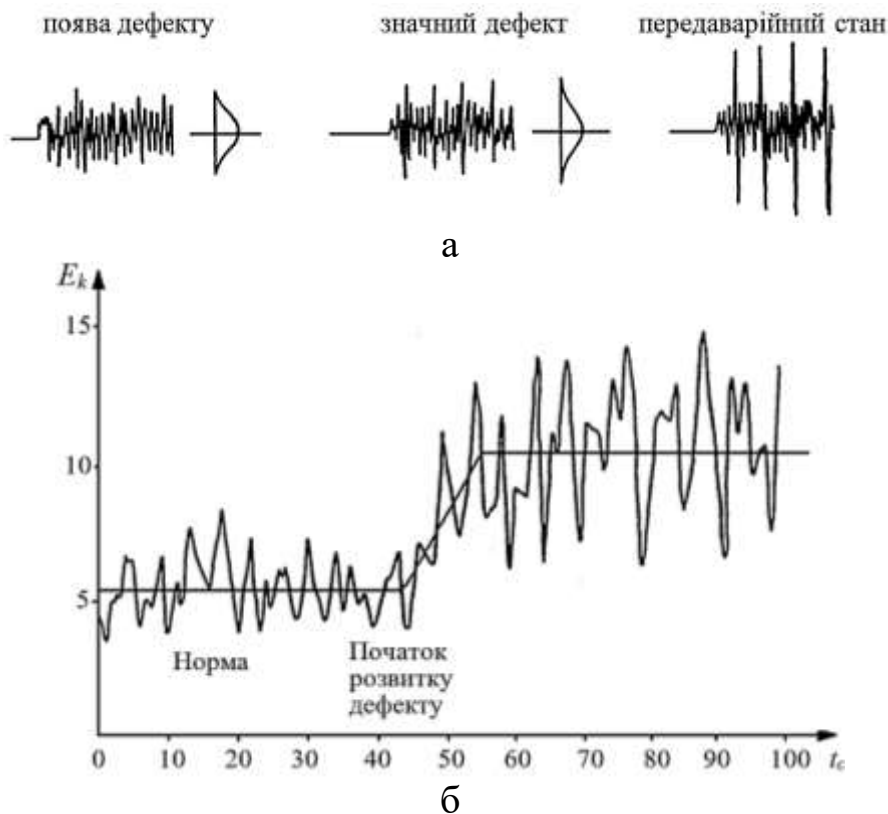


Рис. 5.23. Виявлення дефекту за величиною ексцесу:

а – часова характеристика вібраційного сигналу і криві розподілення ймовірності амплітуд вібрації при різних станах підшипника; б – часовий ряд значень ексцесу вібрації при розвитку задирання деталей циліндричної групи дизеля

При розвитку дефекту близько до руйнування, наприклад, підшипника ковзання, зростання рівнів вібрації над опорним досягає 30-35 дБ. Великий динамічний діапазон створює зручності у використанні коефіцієнта ексцесу як діагностичної ознаки підшипників кочення, ковзання, зубчастих передач та інших пар тертя вузлів машин. Вибір часу усереднення для отримання стабільних значень цієї ознаки в зоні нормального функціонування і великих відхилень його в зоні розлагодження виконується за даними експерименту.

Метод дуже чутливий до кількості та інтервалу вибірки, а також до положення віброперетворювача на корпусі механізму. Встановлення віброперетворювачів доцільно виконувати безпосередньо на діагностованому вузлі, наприклад, на деталі підшипника. Для зменшення впливу якості та інтервалу вібрацій на точність визначення ексцесу та контролю розвитку дефекту можна використовувати ексцес амплітудної обвідної вузькосмугового процесу в межах власної частоти вузла.

5.9. Метод пік-фактора

Для визначення пік-фактора необхідно віброметром визначити два параметри вібросигналу:

- середньоквадратичні значення рівня (СКЗ) вібрації – енергію вібрації;
- пікову амплітуду (ПІК) вібрації.

Функції ПІК та СКЗ, розглядаючи їх окремо, можуть бути малоінформативними для діагностики через свою монотонність. Проте відношення

ПК/СКЗ, яке називається пік-фактором, є цікавим параметром. Ця функція має виражений максимум на часовій осі завдяки часовому зсуву між ПК та СКЗ. Метод ПК-фактора ґрунтується на аналізі цього відношення.

На спектрограмі нового підшипника можна спостерігати стаціонарні сигнали шуму (рис. 5.24, а). Проте з часом, з появою дефектів у деталях підшипника, в сигналі з'являються окремі короткі амплітудні піки, які відповідають моментам зіткнень дефектних деталей (рис. 5.24, б). Після цього, з розвитком дефекту, спочатку збільшуються амплітуди цих піків, а потім поступово збільшується їх кількість (рис. 5.24, в).

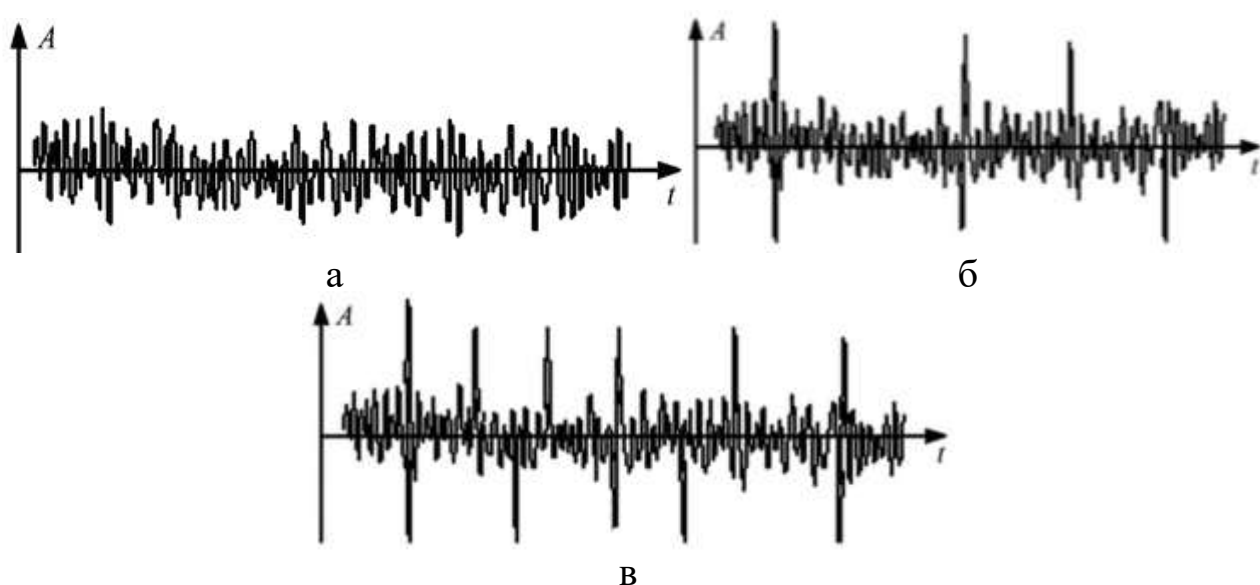


Рис. 5.24. Осцилограма підшипника:
а – справний підшипник; б – поява дефекту; в – розвиток дефекту

Метод ударних імпульсів полягає в тому, що наявність навіть початкових дефектів у підшипнику призводить до появи високочастотних імпульсів і, отже, до збільшення пікових рівнів у високочастотному сигналі вібрації, при цьому середньоквадратичні рівні, у загальному випадку, можуть навіть залишатися незмінними. Таким чином, відношення пікового та середньоквадратичного значень, яке називається пік-фактором, є діагностичною ознакою. У разі відсутності ударних імпульсів величина пік-фактора вищої частоти вібрації підшипника зменшується до менше п'яти, але за наявності ударних імпульсів цей показник може перевищувати десять.

Якщо результати вимірювань зобразити на графіку, то можна спостерігати залежності, подані на рис. 5.25. По мірі появи і розвитку дефектів функція ПК зростає, в той час як СКЗ майже не змінюється, оскільки короткі амплітудні імпульси практично не впливають на енергетичні характеристики сигналу.

Далі, зі збільшенням амплітуд і кількості піків, починає збільшуватися енергія сигналу, зростає СКЗ вібрації. Відношення ПК/СКЗ через часовий рух між ними має явно виражений максимум на часовій осі. На цьому і ґрунтується метод пік-фактора.

Пік-фактор синусоїдальних коливань дорівнює $\sqrt{2}$. Чим більше виражений імпульсний або випадковий характер механічних коливань, тим більше числове значення притаманного їм пік-фактора.

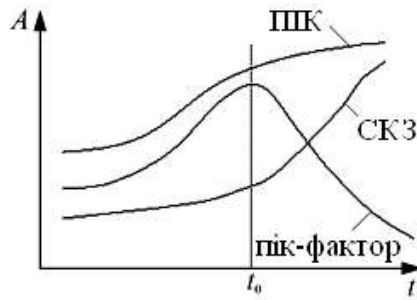


Рис. 5.25. Залежність пік-фактора та СКЗ від часу

Пік-фактор слід враховувати під час аналізу складових складних коливань стану машини та випробуваннях конструкції, наприклад, при імпульсному збуренні за допомогою інструментального ударного молотка.

Пік-фактор сигналу збурення (вимушеної сили) дає цінну інформацію про умови збурення.

Основною перевагою методу є простота. Для його реалізації потрібен звичайний віброметр загального рівня, тобто найпростіший і дешевий вимірювальний прилад.

Основні недоліки – слабка перешкодозахищеність методу та необхідність проводити багатократні вимірювання в процесі експлуатації. Отримати оцінку стану за одним вимірюванням неможливо. При установці датчика на корпус підшипникового вузла, сигнал вібрації характеризує не тільки підшипник, але й інші вузли механізму, що в даному разі можна розглядати як вібраційні перешкоди, тобто достовірність діагностування підшипника нижча.

Експериментально було встановлено, що момент проходження функції пік-фактора через максимум відповідає остаточному ресурсу підшипника порядку 2-3 тижнів.

5.10. Метод визначення акустичної емісії

Метод акустичної емісії, що має низку переваг перед іншими методами, ґрунтується на реєстрації й аналізі акустичних сигналів ультразвукового діапазону, які супроводжують зародження і розвиток мікро- і макродефектів контрольованого об'єкта.

Взаємодія поверхонь, які контактують між собою при терті та періодичних механічних напругах, супроводжується різноманітними електричними явищами. Під час цих процесів відбувається емісія електронів через появу дислокацій та зміну просторового енергетичного стану електронів. Характер цих процесів дуже складний, і спектр сигналів, які супроводжують цю емісію, може виявлятися в широкому ультразвуковому діапазоні частот від 100 до 1000 кГц.

Хвилі напружень у матеріалі виникають внаслідок його пластичного деформування, розриву зв'язків та зростання тріщин за рахунок накопиченої пружної енергії. Джерела та інтенсивність акустичної емісії можуть бути різними: від зростання тріщин у крихких матеріалах, які можуть генерувати звуки, чутні для людей, до злиття мікропустот у пластичних низьковуглецевих сталях, що може бути практично беззвучним.

Процеси зародження і розвитку тріщин проявляються у вигляді безперервних коротких імпульсів звукових коливань малої амплітуди в початковій стадії з наступним збільшенням і появою вибухових імпульсів великої амплітуди в момент утворення тріщин. Навкруг дефектів збільшується інтенсивність напруг, так що матеріал, наприклад, поблизу тріщин знаходиться у більш напруженому стані, ніж далі від неї. Як правило, це призводить до більш інтенсивної акустичної емісії поблизу вершини тріщин. У процесі зростання тріщини найбільшу роль відіграють два явища – розвиток локальної зони пластичних деформацій поблизу вершини тріщини і стрибок фронту тріщини. Аналізуючи дані акустичної емісії, можна визначити швидкість окремих стрибків збільшення тріщини та ділянки поверхні, що утворюються при цих стрибках, а, значить, виявити різницю між різними процесами руйнування.

Енергія, що виділяється у вигляді хвиль напруги або акустичної емісії, оцінюється кількістю імпульсів за одиницю часу, розподіленням амплітуд, частотним спектром і формою імпульсів, які утворюються. Ці хвилі напруги можуть бути зафіксовані за допомогою п'єзоперетворювача (рис. 5.26).

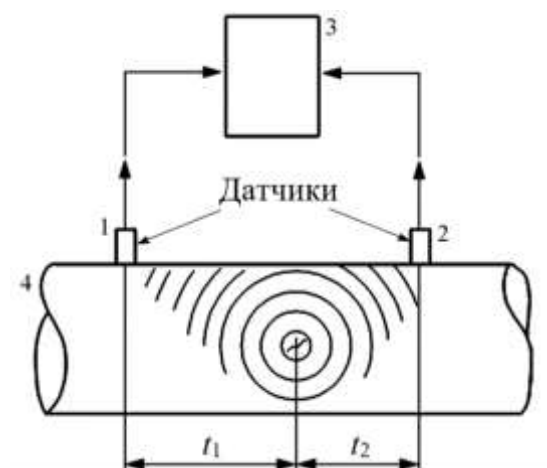


Рис. 5.26. Схема вимірювання:

1, 2 – перетворювачі акустичної емісії АЕ; 3 – центральний блок збору й обробки на базі індустріального комп'ютера; 4 – об'єкт контролю; t_1 – час приходу сигналу на перший приймач; t_2 – час приходу сигналу на другий приймач

5.11. Методи вібраційного діагностування з використанням опорних спектрів-масок

Метод опорних спектрів використовується для виявлення окремих несправностей або загального технічного стану об'єкта діагностування.

За початковий опорний спектр приймають частотні смуги, в яких проявляється контрольована несправність. Наприклад, це може бути складова з частотою зубозачеплення (рис. 5.27, а) та її друга гармоніка. Початковий спектр повинен мати розрізнення за частотою краще за 7% або 4-6%. Цей спектр використовується для створення **опорної маски**, в якій окремим вузьким частотним діапазоном надається максимальне значення амплітуди, характерне саме для них або для двох сусідніх діапазонів. Програмне забезпечення діагностики надає можливість безперервно сканувати поточні спектри та порівнювати їх з опорною маскою.

На рис. 5.28 показано використання поточних значень діагностичних параметрів, позначених як 2 (спектр вібрації), у поєднанні з опорною маскою 1, яка була створена шляхом розширення ширини смуг опорного спектра та обмеження значень експлуатаційної вібрації по амплітуді. Це означає, що під час накладання опорної маски на поточний спектр вібрації (зміна амплітуди), складові спектра, які перебувають нижче цієї межі, не викличуть сигнал тривоги (вказуватимуть на відсутність несправності). Отже, хибні тривоги, спричинені випадковими шумами, будуть виключені. Нові (поточні) спектри вібрації будуть порівнюватися з описаною опорною маскою. Збільшення рівня контрольованих компонентів порівняно зі значеннями опорного спектра-маски свідчить про наявність несправності.

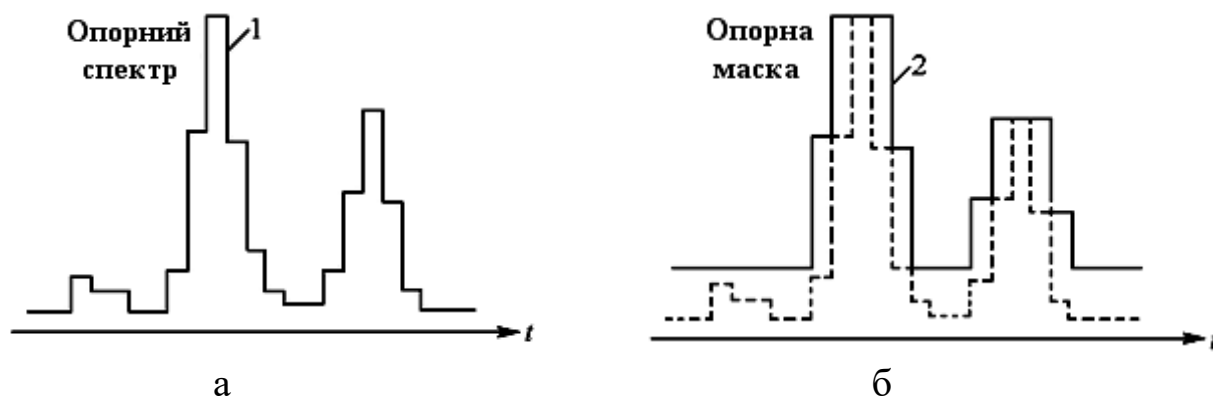


Рис. 5.27. Опорний спектр (а), опорний спектр з накладеною маскою (б):
1 – опорний початковий спектр дискретної складової; 2 – опорна маска

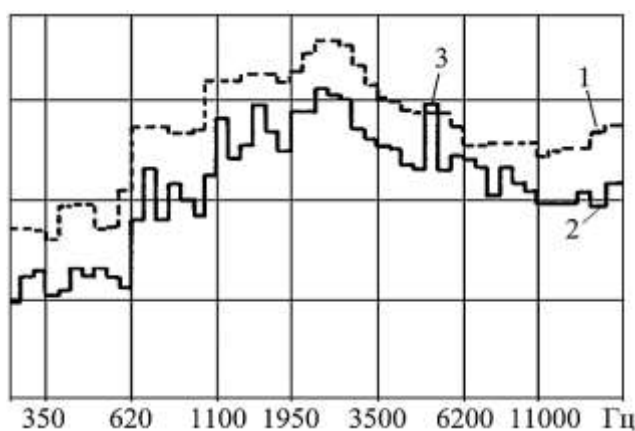


Рис. 5.28. Спектр поточних значень вібрації (2) й опорної маски (1) граничних значень приросту вібрації

При порівнянні нових (поточних) спектрів з опорною маскою будь-які рівні, що перевищують опорний спектр можуть розглядатися як ознака несправності. Опорна маска може бути сформована з урахуванням допустимого або граничного приросту в експлуатації механізму (рис. 5.28). Тоді досягнення амплітуд поточного спектра 2 верхніх значень опорної маски 1 приймається як граничний розвиток несправності (пік 3, рис. 5.28) або другого класу технічного стану на стадії проектування і доведення виробу.

Характерною особливістю побудови опорної маски 2 на рис. 5.27 є визначення ефективної ширини контрольованої смуги втричі більшої, ніж ширина початкових частотних смуг, а нижня ширина смуг не повинна перевищува-

ти третьоктавну (23%). Початковий опорний спектр повинен бути визначений за частотою не більше, ніж приблизно 7%. Це необхідно для того, щоб у разі незначної зміни робочої швидкості контрольованого об'єкта (порівняно з прийнятою для опорного спектра) складова вібрації знаходилася в межах ширини опорної маски. Наприклад, при збільшенні швидкості на 15% збільшиться частота зубозачеплення і всі її гармоніки на 15%. Таким чином, можна порівняти новий опорний спектр з опорною маскою, що зсунута на 15% у частотній області. Всі основні частоти, гармоніки, бокові смуги і т. п. знову вирівнюються і при порівнянні спектрів буде виключена хибна інформація (попередження) про несправність, що зароджується, або гранична – граничного простоту вібрації (рис. 5.28). На рис. 5.28 складова поточного спектра 3 перевищила гранично допустимий приріст 1.

Однак, не всі складові спектра вібрації контрольованого об'єкта діагностування сильно зв'язані з робочою швидкістю. Прикладом таких складових є рівні вібрації на резонансних частотах. Вібрації на резонансних частотах незначно змінюються від робочого або призначеного швидкісного режиму діагностування.

Побудова спектральних опорних масок. Для перевірки однорідності вибірки, що характеризує достовірність статистичних висновків, та виключення з подальшої обробки значень, які різко відмінні та пов'язані з ненормальною роботою окремих досліджених агрегатів, доцільно використати критерій грубих помилок спостережень. При цьому допускається, що отримана експериментальна низка значень параметрів вібрації (вибірка) підпорядковується нормальному закону розподілення:

$$X_{np} = X_m + S \cdot qq,n,$$

де X_m – середнє арифметичне результатів вимірювань; S – оцінка середньоквадратичного відхилення результатів вимірювань; qq,n – квантиль розподілення величини, взятий з таблиць для рівня 99 % ($qq,n = 3$).

При визначенні граничних значень важливо дотримуватися рекомендацій стандарту ISO 20816-1:2016, які стосуються використання шкали інтервалів, побудованої з рівним коефіцієнтом збільшення 1,6 від мінімального рівня. Мінімальний рівень відповідає середньому порозі чутливості людини до вібрації. Такі межі інтервалів обрані так, щоб вони відображали відчутність з точки зору впливу вібрації на конструктивні елементи агрегату і суб'єктивне сприйняття змін інтенсивності вібрації.

Це означає, що межі інтервалів вібрації обрані таким чином, щоб забезпечити відсутність перекриттів в оцінках вібрації при сумарній відносній похибці вимірювання в межах $\pm 10\%$.

Згідно із вказаною шкалою інтервалів кращими для призначення нормативних величин є наступні значення середньоквадратичної віброшвидкості: 0,45; 0,71; 1,12; 1,8; 2,8; 4,5; 7,1; 11,2; 18,0; 28,0; ...мм/с.

Оскільки рекомендації стандарту ISO 20816-1:2016 покладені в основу національних стандартів промислово розвинених країн, то при розгортанні програми моніторингу технічного стану можна рекомендувати опорні спектральні маски наведені в табл. 5.5.

Коефіцієнти до уставок, що характеризують ступінь розвитку дефектів, за параметром СКЗ віброшвидкості у вузьких смугах частот

Частотна смуга	Розвинений дефект	Дефект, що розвивається
	Коефіцієнти до середньоквадратичного значення віброшвидкості V_e	
10-1000 Гц	1	0,63
2 (10)Гц-1,5х	0,75	0,50
2х	0,50	0,32
(3-4)х	0,32	0,20
(5-20)х	0,40	0,25
(21-50)х	0,25	0,20
Пікове значення віброприскорення, ms^{-2}		
1-10 кГц	40	20

У подальшому, по мірі накопичення відомостей про особливості вібрації конкретного обладнання, слід розділити агрегати за типами та піддати отримані дані статистичній обробці для визначення індивідуальних частотних смуг і допустимих значень для кожного типу або навіть для конкретного агрегату. Тільки після проведення цієї роботи достовірність автоматизованої оцінки технічного стану обладнання буде достатньо високою.

Відомо, заощадження часу при автоматизованому розпізнаванні стану обладнання покриває трудозатрати на збирання й обробку попередньої інформації.

Приклад оцінки загального технічного стану коробки передач автомобіля Škoda Octavia шляхом порівняння поточного спектра вібрації з нормативними значеннями граничних параметрів експлуатаційної вібрації наведено на рис. 5.29.

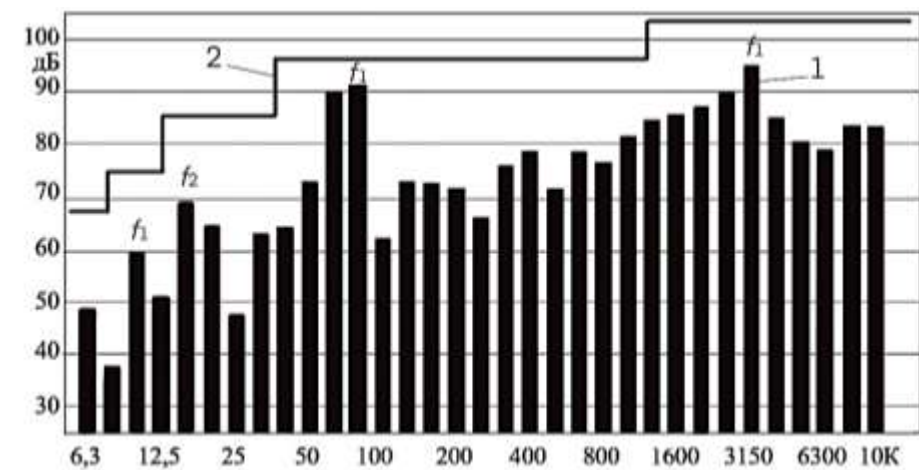


Рис. 5.29. Спектри вібрації коробки передач у контрольній точці:
1 – спектр поточних значень вібрації; 2 – спектр (маска) нормованих граничних значень вібрації; f_1 – f_4 – джерела підвищеної вібрації

5.12. Методи визначення динамічної поведінки конструкції машин

5.12.1. Методи визначення резонансних частот вібрації

Резонанс – різке зростання амплітуди вібрації механічної системи, яке виникає в ній у разі збігу власних частот з частотою збурювальної сили.

Резонансна вібрація – вимушена вібрація системи, яка відповідає одному з максимумів амплітудно-частотної характеристики (АЧХ).

Вільна вібрація – вібрація системи, яка зумовлена початковим запасом механічної енергії і відбувається без впливу збурювальної сили або надходження енергії зовні.

Силове збурення вібрації – вимушена вібрація системи збурювальними силами і (або) моментами.

Для того щоб визначити, чи має машина резонанси, можна використати один із таких тестів: тест-удар; розгін або вибіг; тест з варіацією швидкості.

Удар – сукупність явищ, що виникають при зіткненні твердих тіл, що рухаються, а також у разі деяких видів взаємодії твердого тіла з рідиною або газом.

Розрізняють такі удари: косий, прямий, пружний і центральний.

Косий – це удар, при якому швидкості центрів інерції тіл, що співударяються, перед ударом не паралельні лінії удару.

Прямий – удар, при якому швидкості центрів інерції тіл, що співударяються, перед ударом паралельні лінії удару.

Пружний – це удар, при якому сумарна кінетична енергія тіл, що співударяються, після удару така ж, як і до удару.

Центральний – удар, при якому центри інерції тіл, що співударяються, лежать на лінії удару.

Під час удару за дуже короткий час відбувається значна зміна швидкостей тіл, що співударяються. Це пов'язано з тим, що в місцях контакту тіл при ударі виникають великі сили взаємодії, які називаються ударними або миттєвими.

Ударна хвиля – це тонка перехідна область, що рухається у твердому пружному тілі та яка характеризує стрибкоподібну зміну щільності речовини. Ударна хвиля рухається у напрямку нестиснутої речовини зі швидкістю, яка перевищує швидкість звуку в ньому.

Особливістю методу тест-удару є дослідження параметрів ударних хвиль, що виникають при зіткненні двох твердих тіл. По машині ударяють інструментальним молотком, по великим корпусам – важким молотком, записуючи при цьому вібраційні данні. Якщо машина має резонанси, то в її вібрації, що затухає, виділяються власні частоти.

Тест-удар – це хороший спосіб знайти власні частоти машини або конструкції. Ударне тестування є спрощеною формою вимірювання рухомості, при якій не використовується динамометричний молоток і тому величина прикладеної сили не визначається (рис. 5.30). Крива, що виходить в результаті, не буде коректною у точному сенсі. Однак, піки цієї кривої будуть відповідати істинним значенням власних частот, що, зазвичай, достатньо для оцінки вібрації машини.

Виконати тест-удар за допомогою ШПФ-аналізатора (швидкого перетворення Фур'є) дуже просто. Якщо аналізатор має вбудовану функцію від'ємної затримки, то його тригер установлюють на величину порядку 10% довжини часового запису. Потім по машині поблизу місця розташування акселерометра ударяють важким інструментом з достатньо м'якою поверхнею. Для удару можна використати стандартний вимірювальний молоток або шматок дерева. Маса молотка повинна складати приблизно 10% маси машини або конструкції, що випробовують. Часове вікно ШПФ-аналізатора повинне бути експоненціальним, щоб забезпечити нульовий рівень сигналу в кінці часового запису. На екрані аналізатора приводиться типова крива відгуку на удар.

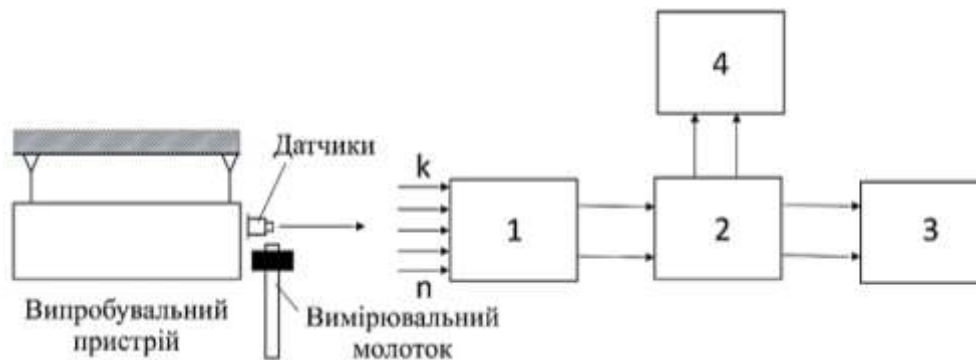


Рис. 5.30. Структурна схема тракту для вимірювання динамічних характеристик конструкції:

1 – пристрій для комутації; 2 – двоканальний цифровий аналізатор типу 2034 фірми Brüel & Kjør; 3 – двокоординатний самописець; 4 – запам'ятовуючий пристрій; k – прискорення збудуючи коливань; n – діюче прискорення в точці системи

У разі відсутності в аналізаторі функції затримки запуску може бути використана інша методика. У цьому разі вибирається вікно Ханна, і задаються 8 або 10 усереднень. Потім запускають процес вимірювань і одночасно хаотично вдаряють молотком до тих пір, поки аналізатор не закінчить вимірювання.

Щільність ударів повинна бути рівномірно розподілена за часом, щоб частота їх повторення не з'явилася у спектрі. Якщо використовується просторовий акселерометр, то будуть записуватися власні частоти по всім трьом декартовим осям. У цьому разі для збурення всіх мод коливань необхідно наносити удари під 45° до всіх осей чутливості.

Розгін або вибіг: роторну машину включають (або відключають) і одночасно знімають вібраційні дані та показники тахометра. Коли оберти механізмів наблизяться до власної частоти конструкції, на часовій реалізації вібрації з'являться значні амплітудні піки (рис. 5.31).

Тест з **варіацією швидкості:** швидкість машини змінюють у широкому діапазоні (якщо це можливо), знімаючи дані вібрації та показники тахометра. Отримані дані потім інтерпретують так само, як у попередньому тесті.

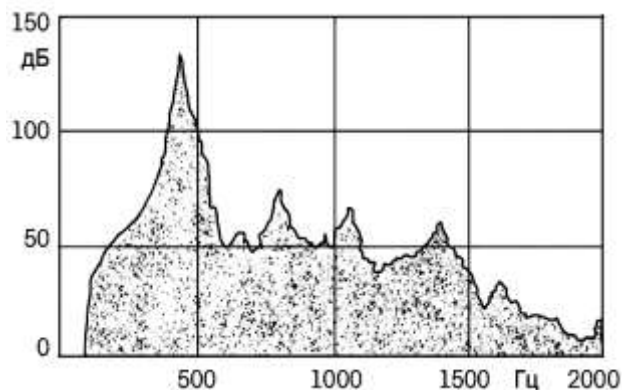


Рис. 5.31. Характеристика вибігу роторної машини

5.12.2. Засоби спектрального аналізу вібрації на резонансній частоті деталі, вузла чи агрегату

Основними динамічними характеристиками конструкції складових частин машини повинні бути власні частоти, резонансні вібрації та характеристики згасання вібрації. В комплект апаратури для визначення власних частот і вимірювання динамічних характеристик конструкцій ударним збуренням входять вимірювальний молоток, за допомогою якого збудується конструкція і формується сигнал, пропорційний збудовальній силі, а також цифровий двоканальний аналізатор, наприклад, типу 2034 фірми Brüel & Kjør.

Аналізатори типу 2034, RSC5 FSVR13, Tektronix-2630, 3061 та ін. дають

можливість у реальному часі визначити власну частоту, механічний опір або податливість конструкції, а також форми власних коливань.

Метод спектрального аналізу вібрації на резонансній частоті ґрунтується на аналізі гармонік вібрації, збуджуваних ударними рухами кінематичних пар зубчастих передач, підшипниками та іншими деталями. Ударні імпульси збуджують вібрації на резонансних частотах деталей, вузлів, корпусів більш високого рівня, ніж вібрації на інших частотах. У результаті значна енергія концентрується у вузькій смужі спектра, яку легше виділити у загальному сигналі. Частота ударних імпульсів визначається частотою співударів дефектних деталей (несправностями).

Найбільш розповсюдженим діапазоном власних частот корпусів та агрегатів є низькі частоти, а деталей машин – в області частот більше 2 кГц. Резонансна частота деталі або вузла може бути визначена розрахунковими методами. Однак, точніше резонансну частоту можна визначити експериментально методом ударного збудження з використанням інструментального молотка та віброаналізатора в реальному часі або віброаналізатора з плавним фільтром.

Визначити резонансні вібрації механічної системи будь-якої машини можна при випробуваннях методом «розгону-руху за інерцією». Розгін автомобіля і рух за інерцією при різних швидкостях дає можливість отримати реакцію системи автомобіля на швидкість. Виміри вібрації можна отримати, використовуючи віброметр і самописець або вимірвальні магнітофони з подальшою обробкою результатів на віброаналізаторах типу 2034, 2033 в лабораторних умовах. Якщо на графіку рис. 5.32 в залежності реакції від швидкості є піки, то можна припустити, що система має резонанс. Побудова графіків залежності прискорення від швидкості дає якісну індикацію значних резонансів. Однак, оскільки при таких випробуваннях не вимірюється сила, такі вимірювання можуть дати грубу оцінку якості динамічних властивостей досліджуваної системи машин.

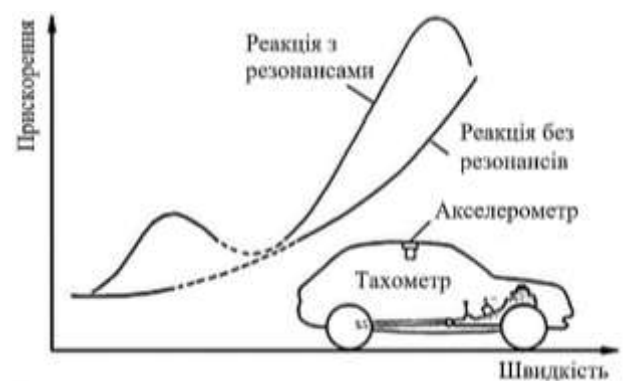


Рис. 5.32. Аналіз систем. Вимірювання реакції системи (прискорення) в залежності від швидкості та розгону

5.12.3. Визначення динамічних характеристик машини

Основними параметрами оцінки віброактивності агрегата в конкретних умовах їх установки на машині є робота, яку агрегат витрачає на зменшення коливань в опорних і неопорних з'єднаннях. Принципово можна оцінювати вібраційну активність машини лише за величиною цієї роботи.

Параметр коливальної потужності слід розглядати як основний при оцінюванні передачі вібрації на вузли машини. Величина коливальної потужності концентрує в собі інформацію, яку дають рівні вібрації агрегату та сили впливу агрегату на опорні та неопорні з'єднання. Сили, що збуджуються в агрегатах машини, витрачаються на подолання механічних опорів власних конструкцій і приєднаних віброізоляторів. Урахування цих явищ дає можливість застосову-

вати різні принципи установки агрегату, такі як електродвигун або редуктор, на лапах горизонтально чи вертикально з фланцевим кріпленням.

Проблеми, пов'язані з вібрацією машинних агрегатів, виникають не через окремі дефекти та несправності, а через резонансні явища механічної системи. Частоти цих явищ збігаються з вимушеною частотою деяких вузлів, що змінює жорсткість конструкції на певних режимах роботи та вплив зовнішніх умов.

Перед вирішенням проблем, пов'язаних з підвищеною вібрацією машини, слід визначити, який підхід до аналізу слід застосовувати, а саме, обрати між аналізом сигналів та аналізом систем (рис. 5.33).


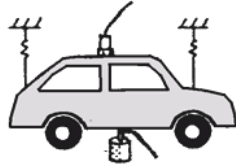
Реакція	
<p>Аналіз сигналів</p>  <p>Визначення й опис дійсних реакцій на вплив робочих сил</p> <p>Приклад: Рівень звуку та механічних коливань. Форма деформацій. Інтенсивність звуку. Інтенсивність коливань. Температура. МКЕ – аналіз реакції.</p>	<p>Аналіз систем</p>  <p>Визначення внутрішніх властивостей і створення динамічної моделі</p> <p>Приклад: Вимірювання рухомості. Аналіз мод коливань. Визначення акустичних параметрів приміщень. Визначення модуля пружності. МКЕ – аналіз мод коливань.</p>

Рис. 5.33. Шляхи аналізу конструкції:

МКЕ – метод кінцевих елементів; 1 – датчик вібрації (акселерометр); 2 – вібростенд

Аналіз сигналів – це процес визначення відгуків системи на невідомі у загальному випадку збурення і подання їх у такій формі, яку легко інтерпретувати.

Вивчення розвитку за часом прискорення вібрації (рис. 5.32) дає небагато корисної інформації. Шляхом перетворення в частотну область виходить спектр прискорення вібрації. Такий спектр може вказати на концентрацію енергії в області однієї або кількох частот, збурюваних певним джерелом. Після виявлення джерела вібрації можна сконцентрувати увагу на системі. В подальшому необхідно визначити: чи має джерело вібрації достатню кількість вільної енергії для того, щоб збурити вібрацію відповідної конструкції або окремого елемента вузла; чи система є «динамічно слабкою» або податливою при даній частоті з надмірною реакцією на вплив звичайних сил робочого режиму машини.

Аналіз систем є методом визначення характерних властивостей систем. Він може бути проведений шляхом збурення системи за допомогою вимірюваних сил і визначення відношення відгук/сила (чутливість). Для лінійних систем це відношення є незалежним, властивим цим системам параметром. Цей параметр залишається постійним незалежно від того, чи система знаходиться у збуреному стані чи в стані спокою. Автомобіль повинен мати однакою форму мод коливань та ідентичні власні частоти і коли він стоїть у гаражі, і коли він рухається зі швидкістю 100 км/год по шосе. Параметри мод коливань – це показники динамічних характеристик автомобіля і визначають комфорт і безпеку їзди.

Яку б лінійну систему не взяти, характеристики системи завжди визначають сигнали, що сприймаються за певних робочих умов (рис. 5.34).

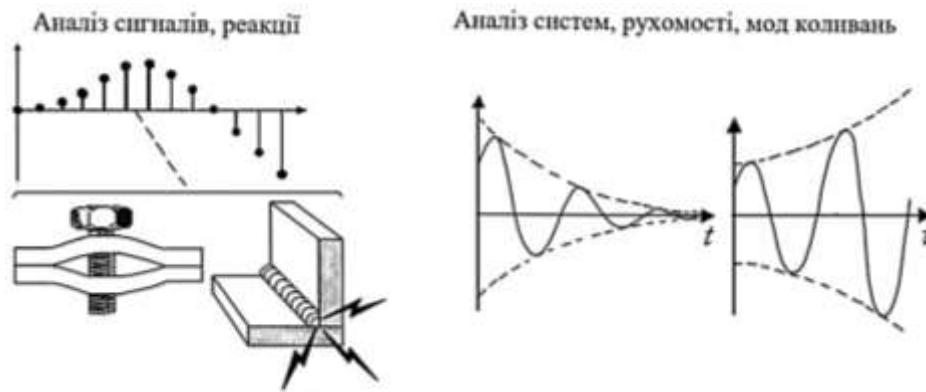


Рис. 5.34. Ілюстрація реакції на діючі сили і характеристика системи сигналів, що сприймаються

У будь-якій ситуації збурення і розповсюдження вібрації на конструкцію є три фактори:

- джерело – де створюються динамічні сили;
- шлях – як передається енергія;
- приймач – які рівні вібрації і шуму є допустимими для вузла, машини, людини-оператора, доквілля.

Будь-який з цих факторів може бути причиною виникнення проблеми і може бути досліджений для відшукування відповідного оптимального визначення механічних опорів і податливості конструкції силовим впливам.

Експериментальне визначення механічних опорів і податливості коливальної системи виконується за допомогою досліджень, де коливальна система піддається силовому впливу, аналогічному тим, що збурюють систему при роботі механізмів і пристроїв. Під час функціонування механізмів і пристроїв конструкції піддаються впливу сил такого роду:

- гармонічні або шумового характеру;
- лінійні або моменти;
- одиничні або групові;
- сконцентровані в одній точці, кількох точках або розподілені у просторі конструкції.

За такого підходу визначається кількісна реакція коливальної системи на конкретний силовий вплив з урахуванням усіх особливостей взаємодії окремих елементів системи. Також виявляються ті форми власних коливань, які проявляються під впливом конкретних сил. Для проведення таких досліджень необхідне встановлення параметрів механічних опорів, що дозволяють оцінювати вплив динамічних властивостей коливальної системи на рівні вібрацій.

У процесі дослідження використовується апаратура, яка забезпечує можливість здійснювати різний заданий силовий вплив на конструкції з різними характеристиками сигналів (гармонічні, стаціонарні випадкові, випадкові, шумові). Також ця апаратура фіксує просторовий розподіл амплітуд і фази збурюваних коливань і дає можливість кількісно оцінювати реакцію системи за параметрами механічних опорів.

Динамічна надійність машинних агрегатів у системі машина (агрегат)-фундамент опори в цілому визначається низьким рівнем вимушених коливань валів роторів, корпусів підшипників і фундаменту (рами, плити, корпусу), а

також практичною відсутністю самозбурюваних коливань валів і корпусів.

Основними динамічними характеристиками конструкції машин і агрегатів є: власна частота коливань; конфігурація моди; характеристики затухання моди.

Зазвичай для математичного моделювання динамічних властивостей машин використовуються розрахункові значення власних частот і власних векторів. Коефіцієнт демпфування зазвичай вибирається емпірично.

При експериментальних дослідженнях величина демпфування визначається як фактор втрат лінійної системи. Резонансні вібрації можуть виникати у потоках рідини, газів у трубопроводах (неопорні зв'язки), провідниках кабелів і опорних конструкціях машинного обладнання. Тому експериментальний контроль динамічної надійності комплектних машинних агрегатів повинен здійснюватися шляхом проведення комплексних вібраційних випробувань вузлів на стадії монтажу, пуско-налагоджувальних робіт та дослідно-промислової експлуатації за спеціальними програмами випробувань, відповідно до вимог відповідних ДСТУ, РД, ТУ.

На першому етапі випробувань слід провести наступні кроки:

- визначення динамічної податливості опор валів валопроводів, необхідної для оцінки якості опор. Значення модулів комплексних коефіцієнтів динамічної податливості не повинні перевищувати встановлені дослідним шляхом допустимі значення;

- розробка заходів щодо підвищення динамічної жорсткості опор, якщо це необхідно;

- забезпечення вимог щодо зрівноваження роторів, виконання уточнених розрахунків вимушених коливань системи водопровід-змащувальний шаропора.

На другому етапі випробувань проводяться наступні дії:

- визначення вібраційних характеристик агрегат-фундамент (рама, плита, корпус);

- визначення статистичних складових положення центрів цапф роторів у вкладишах, перекосів і взаємного положення підшипників.

Для виконання цих випробувань можна підключити вібратор, який безперервно збудує набір входних частот. Вібратори можуть бути механічними (кінематичними або інерційними), електромеханічними, електродинамічними або гідравлічними.

Збурення вимушених коливань (машин, корпусів, агрегатів) має здійснюватися при ступінчастій зміні частоти збудуючої сили у заданому діапазоні. Величина збудуючої сили віброзбудувача повинна складати 15% від статичного навантаження на опорі, корпус тощо, які випробовуються.

Збурення конструкції малих або середніх машин можна виконати за допомогою ударного інструментального молотка, п'єзоелектричних та інших вібраторів. Збурення може бути гармонічним, випадковим або короткочасним (імпульсним). Короткочасний удар має тим більший спектр частот, чим менша його тривалість. Вібрація широкого спектра частот, розповсюджуючись по конструкції механізму, спричиняє інтенсивні коливання тих елементів, власні частоти яких збігаються з окремими ділянками збудуючого спектра.

5.12.4. Методи тестової діагностики динамічних характеристик об'єктів машин

Залежно від конструкції об'єкта діагностування в основі процедури вібраційного контролю може бути функціональна або тестова діагностика. Щоб описати діагностичну поведінку механічної конструкції достатньо визначити три модальних параметри для кожної моди механічних коливань: модальну частоту, модальне затухання і форму моди.

Метод базується на дії на об'єкт контролю з допомогою деякого стандартного вібраційного впливу, що називається тестовим. Параметри тестового впливу спеціально підбираються так, щоб з одного боку підвищити інформативність і чутливість діагностичних ознак, а з іншого – не спричинити у діагностованій системі незворотних змін її технічного стану. До тестової діагностики удаються тоді, коли об'єкт зовсім не видає вібрацію, або в процесі функціонування, якщо реєстрація й аналіз вібраційних характеристик в експлуатаційному режимі утруднені.

Типові об'єкти тестової вібродіагностики: автомобільні конструкції, корпусні деталі, трансмісія, силовий агрегат, рама кузова, динамічні та механічні системи, багатошарові з'єднання та ін.

Основною метою тестових вібраційних випробувань є розпізнавання технічного стану об'єкта в умовах, коли отримання інформації про динамічні характеристики машини, рухомості та надійності та ресурс вельми утруднене.

Вібраційні методи діагностування надають можливість визначити динамічні характеристики проектованої машини розрахунковими методами і оцінити технічний стан за часом організованого тестового вібраційного впливу (навантаження). Наприклад, це може бути навантаження заданою амплітудною частотою вібрації або механічним гармонічним впливом заданої амплітуди.

Вібраційним випробуванням можуть піддаватися окремі елементи, вузли, агрегати і комплектні машини в статиці, динаміці (функціонування). В процесі визначення технічного стану об'єкта реалізується деякий алгоритм випробувань і діагностування, наприклад, імітація впливу дорожніх умов на надійність і ресурс машини. Результатами елементарного поточного контролю є конкретні значення зміни амплітуд вібрації, поява резонансів, визначення характеристик затухання сигналів вібрації, параметрів вібрації в контрольних точках. Аналіз виконується зазвичай за сукупністю результатів елементарних етапів контролю.

Завданнями тестової віброідентифікації дефектів конструкції є розв'язання задач побудови математичної моделі об'єкта за даними динамічної поведінки при відомому зовнішньому вібраційному впливі. Математичні моделі конструкції можуть бути отримані аналітичним або експериментальним шляхом.

З аналітичних методів найчастіше використовують два методи: метод зосереджених параметрів, оснований на застосуванні ідеалізованих мас, пружин та демпфувальних елементів і метод кінечних елементів, при використанні якого конструкцію розглядають як комбінацію еластичних елементів з визначеними масами і жорсткостями. Ці аналітичні методи використовуються на стадії проектування за наявності спеціальних програм для комп'ютера.

Експериментальні методи визначення динамічних характеристик конструкції проводяться на прототипах і натурних механічних конструкціях. Пара-

метрами оцінки динамічної поведінки конструкції є частотні вібраційні характеристики відгуку на тестові вібраційні впливи. Резонанси в робочому частотному діапазоні силового приводу і трансмісії можуть вважатися індикаторами слабких місць конструкції. Небезпечність резонансу залежить від амплітуди частотної характеристики між точкою на конструкції, де прикладені робочі сили, і точкою, де визначається реакція.

При проведенні вимірювань досліджувана конструкція яким-небудь чином підвішується (рис. 5.35) або встановлюється на вібростенд (рис. 5.36). За результатами вимірювання частотних характеристик визначаються швидкості затухання коливань, піки і фази частотних характеристик, власні частоти вібрації та вільного затухання, які дають якісну інформацію про динамічні властивості відповідної механічної системи. Конструкції з малим демпфуванням мають гострі резонанси (моди), а піки занадто вузькі.

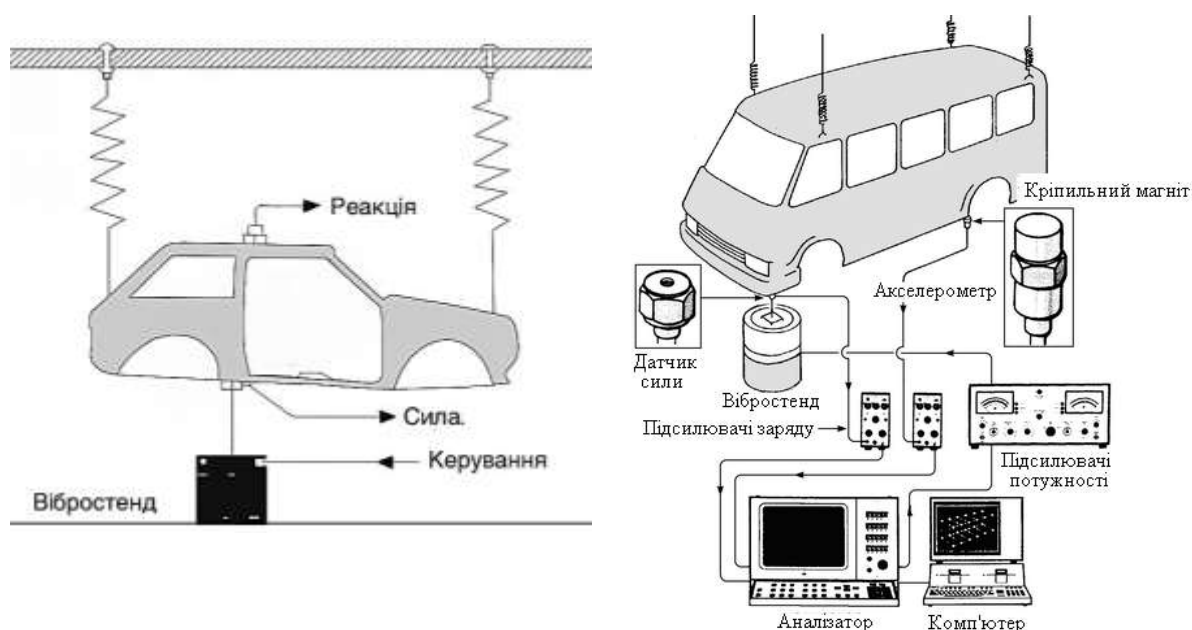


Рис. 5.35. Вібраційні випробування кузова

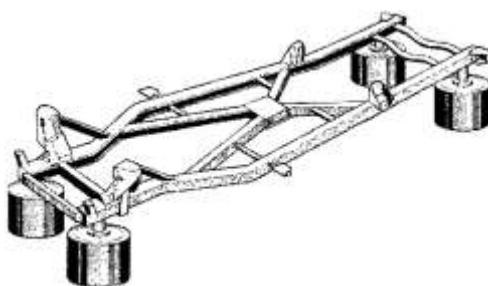


Рис. 5.36. Вібраційні випробування рами автомобіля

На рис. 5.35 представлені засоби вивчення пружних вертикальних мод коливань кузова легкового автомобіля і мікроавтобуса для прогнозування механічних вібрацій (реакції) при впливі деяких можливих сил збурення. Вимірювання проводять у вертикальному напрямку, в точках, розташованих на однаковій відстані на нижній частині рами кузова. Для перекриття області низьких частот і лінеаризації яких-небудь нелінійних властивостей можна використати збурення випадковою силою. Сигнал збурення відбирається від генераторів сигналу аналізатора, підсилюється підсилювачем потужності та подається

ся на електродинамічний вібростенд. Датчик сили закріплюється до рами кута кузова, де як симетричні, так і несиметричні моди будуть мати максимальні амплітуди переміщення. Зусилля і формування сили, що віддається датчиком сили та вібродатчиком сигналів проводиться за допомогою підсилювачів заряду, які налаштовуються на калібровані значення чутливості використовуваних датчиків. Цим забезпечується подача на аналізатор каліброваних сигналів. Після цього проводиться контроль і калібрування всієї системи.

Для проведення оцінювання і реєстрації вимірювань велике значення має використання комп'ютера та прикладних програм випробувань, які в діалоговому режимі видають оператору вказівки при проведенні вимірювань і аналізу. Оператор відіграє важливу роль, безперервно контролюючи отримувані результати. Шляхом спостереження на екрані аналізатора за функцією когерентності та за збіжністю частотних характеристик, оператор може прийняти рішення щодо того, коли приймати отримані результати та коли здійснити потрібну корекцію.

Цифровий графопобудовник може бути використаний для графічної реєстрації форм мод коливань на папері.

Представлені на рис. 5.36 вібраційні випробування рами можуть бути виконані для різних режимів роботи вібростендів, що імітують задані експлуатаційні умови. Вимірювання вібраційних характеристик рами виконується у заданих точках.

Визначення динамічних характеристик окремих агрегатів, вузлів і комплектної машини необхідне на стадіях проектування (доведення), модернізації машин і агрегатів, зміни конструкції деталей і способів кріплення при експлуатації. Причиною цього є те, що динамічні характеристики машин визначають у більшості випадків надійність і ресурс машин.

У багатьох випадках окремі вузли і агрегати мають хороші технічні та вібраційні характеристики, надійність і ресурс, а комплектні машини мають резонансні явища, які потребують доведення машини чи агрегату. Причиною такого стану машин є невіддалене розподілення власних частот, згинних коливань по довжині складених агрегатів, рух у з'єднаннях деталей і місцях монтажу агрегатів.

5.12.5. Вимірювання механічних опорів і податливості конструкцій

Оскільки функціональні характеристики (точність, навантаження, швидкість, швидкодія, надійність тощо) багато в чому залежать від пружних властивостей конструкції елементів зі змінною жорсткістю – зміна зазорів, жорсткості, траєкторії руху, типу приводу, зусилля тертя, динамічних процесів, то врахування коливань пружних елементів машин має першочергове значення.

При експериментальному визначенні динамічних характеристик конструкції машинних агрегатів досліджуються всі деталі та з'єднання, які є фізичними тілами з притаманною їм здатністю деформуватися під впливом зовнішніх сил. Причиною деформацій є переміщення, які мають коливальний характер. Для вирішення практичних завдань у всіх випадках достатньо отримати інформацію про перші, найбільш суттєві, форми та частоти власних коливань конструкції. Прості апаратні засоби вимірювання частот власних коливань конструкцій машин і визначення їх форм наведені на рис. 5.37. Ці засоби можуть бути замінені на комп'ютерні системи останніх випусків.

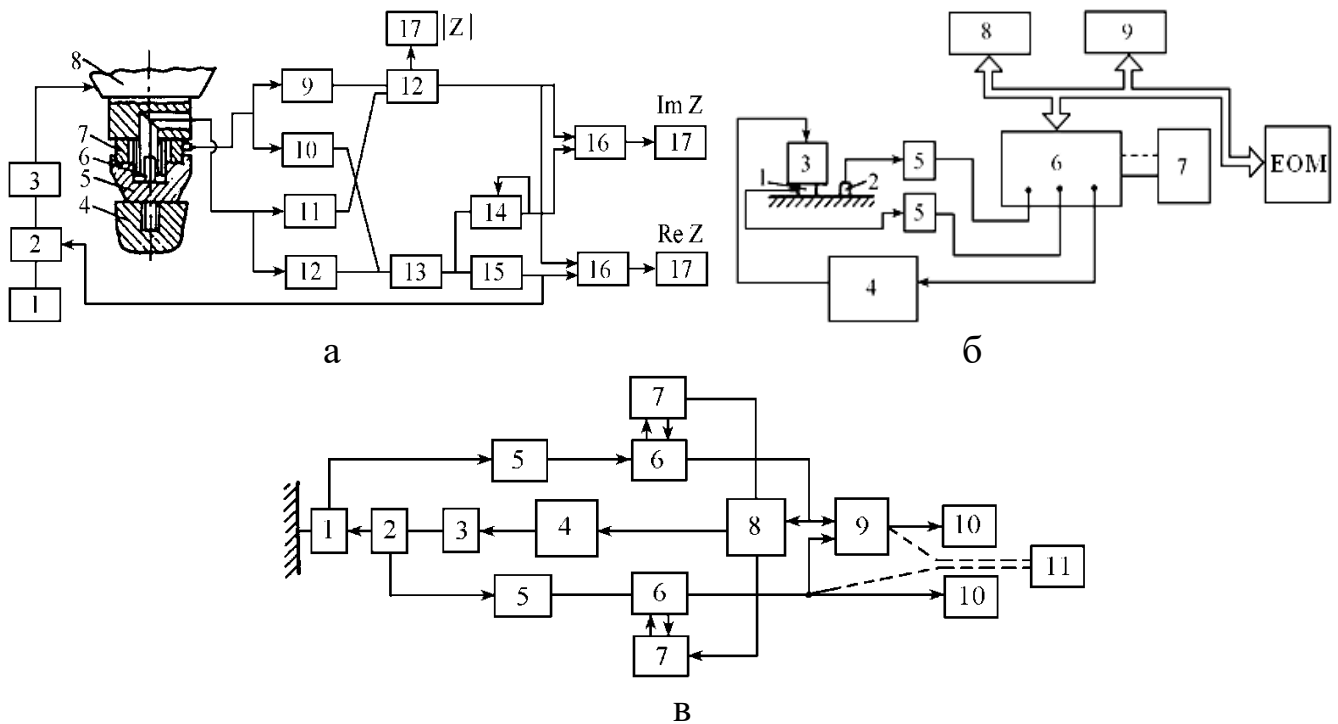


Рис. 5.37. Структурні схеми вимірювачів механічних опорів (а)

з використанням двоканального аналізатора (б) та аналогової апаратури (в)

а) 1 – генератор; 2, 14 – блоки компресії; 3 – підсилювач потужності; 4 – досліджувані конструкції; 5 – перехідник; 6 – датчик прискорення; 7 – датчик сили; 8 – вібратор; 9 – попередні підсилювачі; 10, 11 – коригувальні підсилювачі; 12, 13 – вимірювальні підсилювачі сили і прискорення; 15 – вимірювальний інтегрувальний підсилювач; б) 1 – перетворювач сили; 2 – перетворювач прискорення; 3 – вібратор; 4 – підсилювач потужності; 5 – попередні підсилювачі типів 2626, 2635; 6 – двоканальний аналізатор типу 2023/34; 7 – двоканальний самописець 230S; 8 – цифровий магнітофон; 9 – цифровий реєстратор; в) 1 – датчик сили типу 8200; 2 – датчик прискорення типу 4370; 3 – вібростенд типу 4802 з вібростолом типу 4818; 4 – підсилювач потужності типу 2708; 5 – попередній підсилювач типу 2626 або 2635; 6 – вимірювальний підсилювач типу 2607; 7 – слідкувальні фільтри типу 2020; 8 – керуючий генератор типу 1027; 9 – фазометр типу 2971 або пристрій для вимірювання взаємної кореляції типу 5748; 10 – самописець типу 2307; 11 – самописець типу 2309 (прилади фірми Brüel & Kjær)

При експериментальному визначенні динамічних характеристик конструкції машинних агрегатів першочергово визначають значення власних частот, а потім форму коливань на кожній частоті. Форма коливань лінійної системи, що коливається з однією із власних частот, називається власною формою коливань або модою коливань. Аналіз моди коливань забезпечує отримання певного опису конструкції жорстких машин, рам фундаментів, валів і т. п. на збурення. Такий аналіз дає можливість розробити потужний інструмент, модальну модель, за допомогою якої визначається вплив конструктивних модифікацій або передбачається поведінка конструкції у разі зміни способів кріплення вузлів, режимів та умов роботи одного чи кількох механізмів агрегатів і комплектної техніки.

Експериментально можна визначити три параметри: власну частоту коливань, конфігурацію моди, а також характеристику затухання (конструкція з малим чи великим затуханням). Метод модального аналізу дає можливість ураховувати збурення всіх мод коливань одночасно, а метод багатоточкового збурення дає можливість розділити моди коливань.

Інформація про власні частоти і форми коливань необхідна не тільки при вивченні вільних коливань окремих вузлів механізмів, машин і агрегатів, але і для аналізу вібраційного поля машини в цілому. Наочне представлення форми коливань дає можливість:

- установити співвідношення між амплітудами вібрації в характерних точках конструкції. Ця інформація є вельми цінною для мінімізації надлишкової вібрації шляхом визначення точок і зон конструкцій, де буде найбільш ефективним застосування додаткових антивібраційних засобів;

- порівнювати вплив різних дій та режимів роботи на вібраційну чутливість конкретної частини конструкції машини, агрегату;

- отримати інформацію про зміщення частин конструкції відносно її основи, щоб забезпечити доцільне розміщення машини, механізму у складі агрегату.

Для фіксації форм коливань елементів конструкцій на кожному елементі встановлюють кілька віброперетворювачів. На роторах їх слід встановлювати в кількох перерізах у двох взаємно перпендикулярних напрямках. На підшипникових щитах, корпусах доцільно фіксувати поперечні коливання в центрі та на відстані від центра. Відстань дорівнює радіусу згинальної хвилі та проміжним значенням радіусу. Кількість віброперетворювачів, що встановлюються по радіусу та по проміжному колу, залежить від досліджуваного діапазону частот. Відстань між ними повинна бути меншою або дорівнювати четверті довжини згинальної хвилі у щиті. На корпусних конструкціях, які є циліндричними оболонками, коливання вимірюють у радіальному напрямку по радіальній і у кількох перерізах. На опорних конструкціях агрегатів і рамах установок віброперетворювачі коливань розміщують на основних тримальних балках у кількох їх перерізах перпендикулярно осі у двох взаємно перпендикулярних напрямках.

Фази коливань у різних точках слід вимірювати або відносно опорного сигналу генератора, або відносно якої-небудь з точок вимірювань. Зобразити форму коливань зручно, фіксуючи значення амплітуд коливань для чотирьох моментів часу, що відповідають 0° , 90° , 180° і 270° кута зсуву фаз опорного сигналу.

У випадку виявлення резонуючих елементів конструкції, збурення слід здійснювати системою сил, яка приблизно відповідає силам, що діють під час роботи механізму або установки. Практично це означає, що при вивченні резонуючих елементів окремих механізмів слід відтворювати сили, які діють у зоні робочих вузлів. Для виявлення резонуючих елементів трьохмісних рамних конструкцій або установок, які складаються з механізмів, трубопроводів і т. п., необхідно відтворювати сили в області установки окремих механізмів генераторів вібрацій. Однак на окремі конструкції механізму (наприклад, ротор складеного механізму, робоче колесо насоса або зона камери згоряння) дуже важко вплинути силою. Тому передаточні характеристики конструкцій механізму доцільно досліджувати за допомогою методу взаємності: збурення слід здійснювати в зоні точок, де вібрація під час роботи механізму (на одній поверхні, корпусі, підшипникових щитах і т.п.) контролюється, а відгук вимірювати у місці та в напрямку, в якому застосовуються збурювальні сили, що діють на працюючий механізм.

При впливі ударних імпульсів на систему з n ступенями свободи відгукуються всі власні частоти системи. Однак, таке явище спостерігається тільки в діапазоні частот до 1-2 кГц. Чим вища власна частота вузла механізму, тим

більш вона вибіркова до місця прикладення ударного впливу. Для діапазону частот від 1-2 кГц до 10-20 кГц, у якому часове і просторове затухання акустичних хвиль у конструкції механізму достатньо велике, характерно, що на такого роду короточасні впливи відгукуються власні частоти саме близько розташованих до джерела збурення вузлів. Найбільша амплітуда відгуку спостерігається на одній із власних частот дефектного вузла. Рівень перешкод від сусідніх вузлів тим менший, чим вища власна частота.

Аналіз імпульсних сигналів має низку особливостей. Реалізація імпульсного сигналу існує тільки в інтервалі $0 \leq t \leq T$, де T – тривалість імпульсу, яка зазвичай значно менша тривалості вибірки аналізатора. Тому в сучасних цифрових частотних аналізаторах передбачене використання у часовій області зважувальних функцій (прямокутні, експоненційні та ін.), які можна переміщувати по осі часу та змінювати за тривалістю. Це дає можливість виділити корисну інформацію і тим самим значно покращити співвідношення сигнал/шум, а значить, підвищити достовірність вимірювань.

Імпульсні методи збурення порівняно з традиційними, що ґрунтуються на застосуванні вібраторів, мають низку переваг: менша кількість апаратури, нижча трудомісткість випробувань і можливість збурення конструкцій у важкодоступних місцях та ін. Однак, враховуючи, що імпульсний сигнал має значно більший пік-фактор, ніж синусоїдальний, при використанні ударного збурення до динамічного діапазону аналізуючої апаратури висуваються підвищені вимоги. Крім того, при ударному збуренні неможливо від удару до удару домогтися повної ідентичності векторів сил по місцю прикладення і напрямку. Це призводить до певних відмінностей у динамічних характеристиках конструкцій, які отримані за допомогою різних реалізацій збурювальних сил. Такі різниці виникають через перерозподіл енергії коливань між власними формами конструкції при зміні прикладеної сили за місцем та напрямком. Це особливо помітно на антирезонансних частотах та в області високої щільності власних частот, де збурення коливань конструкції визначається декількома близькими один до одного формами.

Для того, щоб неідентичність векторів збурювальної сили не впливала на повторюваність результатів вимірювань, збурюють конструкцію серією ударів з накопиченням інформації методом лінійного усереднення по реалізації у відповідності до заданих алгоритмів. Інтервал між ударами в серії повинен бути не меншим тривалості вибірки аналізатора для вибраного частотного діапазону.

5.13. Діагностика дефектів конструкції та несправностей машин

5.13.1. Методи розділення джерел вібрації, збурюваної робочими режимами і процесами в машині

Початковими даними для визначення основних джерел вібрації служать спектри, отримані в кількох точках по периметру машини у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. У більшості випадків достатньо виміряти спектри тільки у радіальних і осьових напрямках, де рівні вібрацій, як правило, найвищі. Перші відомості про джерела вібрації можуть бути отримані шляхом вивчення впливу основних технічних параметрів машини на її вібрацію. Для цього спектри вібрації вимірюють при різних швидкісних та навантажувальних

режимах та при різних умовах живлення енергоносіями (такими як тиск нагнітання, якість енергоносіїв і т. д. (рис. 5.38). Важливою частиною експериментальних досліджень є визначення амплітудно-частотних характеристик як самої машини, так і її агрегатів в цілому, а також окремих вузлів і деталей.

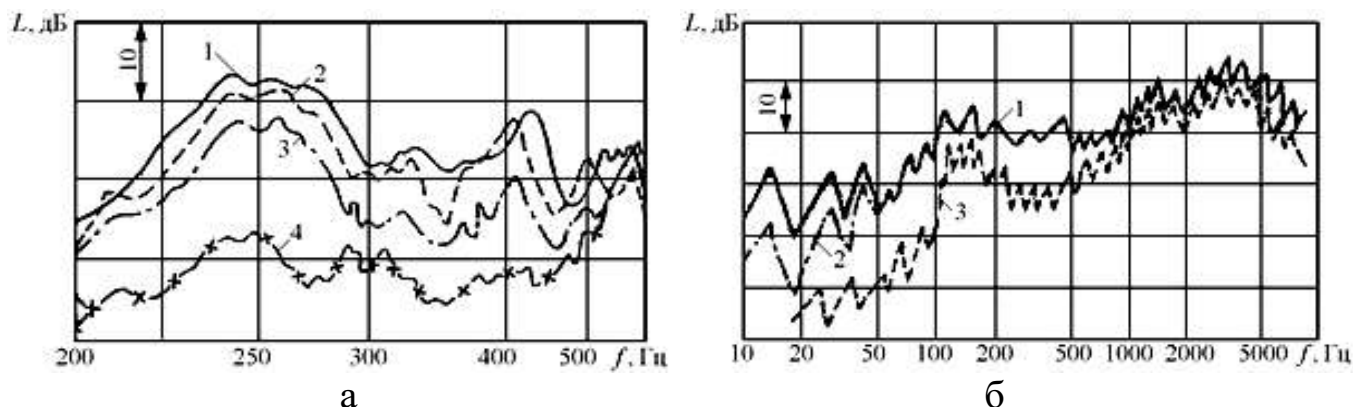


Рис. 5.38. Спектр вібрації компресора:

а) компресор подачі повітря: 1 – компресор у штатному виготовленні; 2 – компресор з перекритою заслінкою на всмоктування одного циліндра; 3 – двох циліндрів; 4 – трьох циліндрів; б) дизель-компресор ДК2: 1 – тиск нагнітання 22,5 Мпа; 2 – тиск нагнітання 14,7 Мпа; 3 – прокрутка паливного насоса

Спектри вібрації вимірюють на кількох швидкісних режимах роботи механізму, що дає можливість більш надійно порівнювати розрахункові частоти з реальним частотним спектром вібрації, розділяти вимушені та власні коливання, виявляти резонансні зони. Численні випробування дають можливість більш точно оцінити тенденцію зміни амплітуд складових спектра, викликаних функціонуванням певної кінематичної ланки.

Локальне джерело інтенсивної вібрації можна виявити за просторовим розподіленням рівнів вібрації на досліджуваній частоті спектра вібрації машини або конструкції. Рівні вібрації поблизу джерела зазвичай найбільші.

При дії кількох джерел вібрації на одній частоті в конструкції механізму збурюється майже рівномірне вібраційне поле. Його слід аналізувати у вузько-смуговому спектрі частот з урахуванням конструктивних особливостей механізму і його резонансних властивостей. Підвищена вібрація в окремих місцях конструкції може бути наслідком резонансу, а не наявності близько розташованого джерела вібрації.

Один з найпростіших способів визначення резонансу як причини вібрації полягає в незначному змінненні швидкості машини. Якщо рівень вібрації зменшується, то, ймовірно, причиною є резонанс. У складніших ситуаціях для встановлення того, як вібрація змінюється зі зміною швидкості машини, використовуються різні методи діагностики. Вимірювання вібрації безпосередньо після зупинки або відключення машини або її частини дозволяє виявити взаємодію між примусовими і власними частотами. Зазвичай, при сповільненні машини, примусові частоти зменшуються, у той час як резонансні залишаються сталими. Порівнюючи спектри, виміряні при різних швидкостях обертання, можна виділити складові, рівень і частота яких практично не залежать від швидкості обертання. Ці складові характеризують власні частоти. Визначення вібраційних характеристик агрегатів машини безпосередньо після відключення двигуна або

електричної мережі дозволяє виділити резонансні або примусові вібрації. Також таким чином можна встановити вплив режимів експлуатації та якості використуваних енергоносіїв (пального, масла, повітря, газу) на вібрацію агрегатів.

У багатьох дослідженнях для розділення джерел вібрації можна скористатися спектральним або кореляційним аналізами, часовою селекцією, порівнянням потоків коливальної потужності від різних механізмів, методами взаємності спектрів, вимірювання динамічних сил. Велике значення для селекції вібраційних сигналів від взаємодіючих сполучень має їх виділення у певні проміжки часу циклу роботи, наприклад, двигуна. Така операція носить назву стробування або фазової вибірки. Вона полягає в тому, що у відповідний момент часу за кутом повороту колінчастого вала відносно деякої опорної точки формується імпульс певної тривалості. Часове положення цього імпульсу повинне відповідати появі вібраційного сигналу від досліджуваної кінематичної пари. У двигунах як опорну точку зазвичай приймають момент проходження поршнем першого циліндра верхньої мертвої точки. Цьому відповідає наявність у більшості, наприклад, тракторних двигунів отвору в маховику, положення якого відповідає верхній мертвій точці першого і четвертого циліндрів (для двигунів з порядком роботи циліндрів 1, 3, 4, 2) або моменту початку нагнітання пального в ці циліндри. За фазовим кутом відхилення віброударного імпульсу під час посадки клапана в гніздо залежно від зазорів у клапанах і фаз газорозподілення можна оцінювати стан газорозподільного механізму; визначати місця нерівномірності розподілення мас навкруги осі обертання, розпізнавати зігнутість вала та неспіввісності.

Силові та кінематичні впливи в елементах і вузлах машини залежать не тільки від параметрів робочих процесів, але і від динамічних характеристик вузлів машини та приєднаних конструкцій. Тому для вібраційних полів характеристики машини як джерела вібрації доцільно оцінювати динамічні сили, що діють у різних вузлах машини, а також механічних імпедансів опорних вузлів машини та фундаментних (рам, плит) конструкцій.

Існує метод в якому локалізацію джерела окремого вузла або механізму, що входять до складу агрегату, пропонується здійснювати двом способами: за відношенням значень коливальних потужностей, випромінюваних окремими механізмами в рамні конструкції, та за напрямком потоку коливальної енергії. Застосування цього методу оправдане в дослідженнях складних і насичених обладнанням об'єктів. За спектром коливальної потужності, випромінюваної машиною в опори кріплення агрегатів до рам, плит, фундаментів, можна встановити внесок кожного джерела у вібраційне поле. Переваги цього методу особливо виражені під час оцінювання низькочастотної вібрації у різних напрямках. Коливальна потужність використовується при виявленні джерел підвищеної вібрації у блочних агрегатах. Локалізація джерела від механізму, що входить до складу агрегату, виконується різними способами: за співвідношенням величин коливальних потужностей, випромінюваних окремими механізмами в тримальні конструкції, або за напрямком потоку коливальної енергії.

При одночасній дії в машинах і складних агрегатах джерел з однаковими частотами їх локалізацію можна виконувати, використовуючи метод взаємних спектрів і механічних імпедансів. Метод ґрунтується на використанні зв'язку між ене-

енергетичними спектрами коливальних швидкостей у точках опорної поверхні машини та енергетичними і взаємними спектрами сил, що діють на корпус машини.

Енергетичні та взаємні спектри дають можливість виконати кількісний оцінювання частки вібрації від дії кожного із джерел. За податливістю конструкції та взаємними спектрами збудовуючих сил можна визначити вібрації, зумовлені впливом кожного джерела з урахуванням чи без урахування їх взаємної кореляції.

Діагностика може успішно використовувати інформацію, яка міститься в амплітудній, частотній і фазовій модуляції вібрації для визначення спектрів багатомашинних агрегатів. Це може бути зроблено при зміні швидкості обертання в режимі холостого ходу та номінального навантаження, пониженої напруги в мережі, пониженої і підвищеної напруги живлення мережі або послідовному відключенні в електромеханічних системах, різних умовах подачі енергоносіїв, зміні осевого натягу підшипників кочення і т. д.

У таких дослідженнях, наприклад, електродвигуна, спектри, виміряні при пониженої напруги, порівнюються зі спектрами, знятими при номінальній напрузі. З такого порівняння визначаються частоти складових магнітного походження. Складові, рівень яких практично не залежить від величини магнітного потоку, мають механічне походження.

5.13.2. Методи послідовного виключення джерел вібрації

Метод послідовного виключення джерел вібрації може бути використаний як при одночасній роботі кількох машин, агрегатів, що генерують коливання на однакових частотах, так і у разі виявлення джерел вібрації вузлів однієї машини, наприклад, при її доведенні на стадії проектування.

При визначенні джерел вібрації однієї машини послідовно виконують демонтаж її вузлів і вимірюють спектри вібрації до і після виключення кожного джерела. Після виключення основного джерела рівні вібрації стають меншими на певній частоті або в області частот. Внесок виключеного джерела у загальний рівень визначається за різницею рівнів вібрації.

Спектри вібрації багатоступінчастого поршневого компресора при послідовному виключенні джерел вібрації показані на рис. 5.39. Отримане в експерименті зменшення рівнів вібрації на частотах 200-500 Гц свідчить про те, що в цьому діапазоні частот джерелом вібрації є газодинамічні процеси у міжступінчастих комунікаціях. Виключення всіх всмоктувальних і нагнітальних самодіючих клапанів призводить до відсутності стискування газу в усіх ступенях компресора, тобто практично до повного виключення перекидного моменту. Основним джерелом вібрації на третій і восьмій дискретних складових є гармоніки перекидного моменту. При виключенні самодіючих клапанів ліквідуються також газодинамічні коливальні процеси у міжступінчастих комунікаціях компресора.

Виключення шатунно-поршневих груп та відповідна зміна маси противаги на колінчастому валу, а також прокрутка вала від електродвигуна, показали, що основним джерелом вібрації на частотах першої і другої складові є сили інерції мас, які рухаються поступально.

Після демонтажу шатунно-поршневих груп виконується випробування компресора з виключенням зубчастого приводу водяного та масляного насосів при здійсненні прокрутки електродвигуна. Отримане зниження вібрації на

8-10 дБ на частоті 615 Гц (частота контактних зачеплень) указує на рівні вібрації, збудовані зубчастим приводом. Охолодження компресора у цих дослідках здійснювалося водою з водопровідної мережі, а змащувальне масло додавалось від автономного масляного насоса.

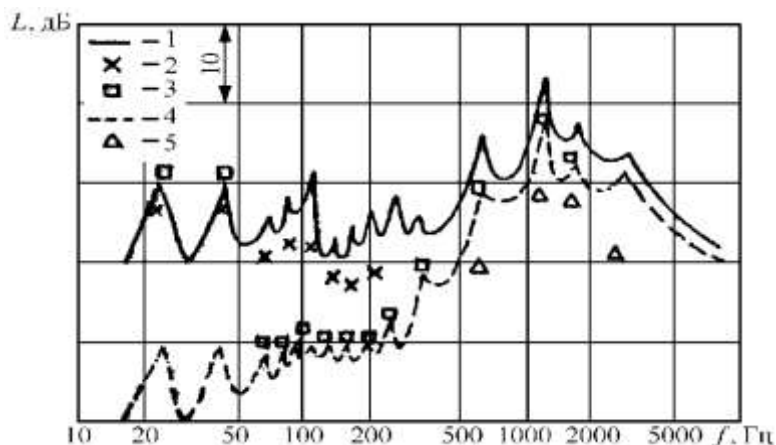


Рис. 5.39. Спектри вібрації поршневого компресора:

1 – компресор у штатному виготовленні; 2 – компресор з пониженим тиском нагнітання; 3 – компресор без всмоктувальних і нагнітальних клапанів; 4 – компресор без шатунно-поршневих груп; 5 – компресор без водяного і масляного насосів

Метод послідовного виключення застосовується і при виявленні джерел вібрації при одночасній роботі кількох машин і агрегатів трактора або комбайна, що генерують коливання на однакових частотах. Оцінювання впливу окремих машин і агрегатів на спектр вібрації комплектної техніки здійснюється при почерговому виключенні окремих функціонуючих механізмів, агрегатів або машин. Метод може дати надійну інформацію, якщо при виключенні однієї машини не порушуються умови роботи решти. На практиці, однак, це не завжди можливо. У більшості випадків, механізми машинних комплексів, такі як трактори і комбайни, не можуть функціонувати автономно. Очевидно, що розчленувати одну машину або механізм на окремі джерела та послідовно їх вимикати не завжди можливо. Таким чином, метод послідовного вимикання джерел, хоча і є зручним, не завжди може бути застосованим.

Недоліком методу послідовного виключення джерел вібрації є те, що він не враховує їх взаємодії. Виключення одного якого-небудь джерела вібрації може впливати на дію інших джерел. Так, виключення зубчастих електромагнітних сил в електродвигуні шляхом застосування гладкого (без пазів) ротора не дає можливості визначити взаємний вплив співвідношення кількості пазів статора і ротора на їх динаміку. Виключення всмоктувальних і нагнітальних клапанів наряду з виключенням газової складової протидіючого моменту компресора усуває коливальні процеси у міжступінчастих комунікаціях і змінює величину та напрямок сил у кривошипно-шатунному механізмі.

Таким чином, кожен із розглянутих способів визначення джерел вібрації має недоліки. Основні джерела вібрації повинні визначатися за результатами використання кількох методів. Від правильного визначення основного джерела вібрації залежить ефективність вібраційного діагностування і результативність усіх робіт з доведення конструкції машини.

5.13.3. Методи зміни конструкції та структурних параметрів машин

Джерела вібрації можна визначити і методами зміни способу кріплення або розміру деталей механізму чи машини. Це призводить до зменшення або збільшення динамічних сил, що збурюють вібрацію. Спектри вібрації механізму вимірюють до і після внесених конструктивних змін. Наприклад, для визначення в електродвигуні джерела вібрації електромагнітного походження, збурюваної пазами ротора, виконують заміну штатного ротора на гладкий (без пазів). Для визначення вібрації, яку збурюють підшипники кочення, їх замінюють на лабораторні підшипники ковзання. Результати випробувань електродвигуна з такими конструктивними змінами представлені на рис. 5.40.

При дослідженні джерела вібрації зубчастого приводу можна застосувати шестірню зі зменшеною товщиною зуба. Це призводить до збільшення рівня вібрації на частоті зубозачеплення та другої її гармоніки. Так, за збільшенням вібрації на цих частотах переконуються у наявності джерела вібрації.

При роботі поршневих машин з кривошипно-шатунним механізмом під дією нормальної сили, що змінюється за величиною і знаком, відбувається перекидка поршнів. Наявність зазора між поршнем і циліндром призводить до удару поршня об стінки циліндра. Зі збільшенням зазора швидкість поршня при ударі зростає, що призводить до підвищення інтенсивності удару і, як наслідок, до підвищення рівнів спектра вібрації. Інтенсивність удару визначається швидкісним режимом, величиною зазора між поршнем і циліндром, масою поршневих груп, добутком ходу поршня на діаметр. Зміна перерахованих параметрів дає можливість визначити внесок кожного параметра або їх комбінації на рівні вібрації двигунів внутрішнього згорання.

Слід відмітити, що по мірі зниження вібрації машини в результаті пригнічення виявлених основних джерел будуть виявлятися нові основні джерела вібрації. Обмежувати цей процес будуть або відсутність практичної необхідності зниження вібрації конкретної машини, або технічні можливості.

5.13.4. Зв'язок між вібрацією та шумом і методи їх розділення

Зв'язок між вібрацією та шумом. Машини випромінюють від 10^{-10} до 10^{-4} своєї потужності. Частка акустичної енергії збільшується по мірі збільшення потужності та зменшення маси.

Природно, що вібрація і шум трансформуються одне в одне на межах газового та твердого середовищ, а людина безпосередньо сприймає звук і лише в обмеженому низькочастотному діапазоні – вібрацію.

За перехід вібрації в шум відповідає коливальна швидкість, яка прямо пропорційна звуковому тиску в повітрі біля поверхні, яка вібрує. Тому і норми на

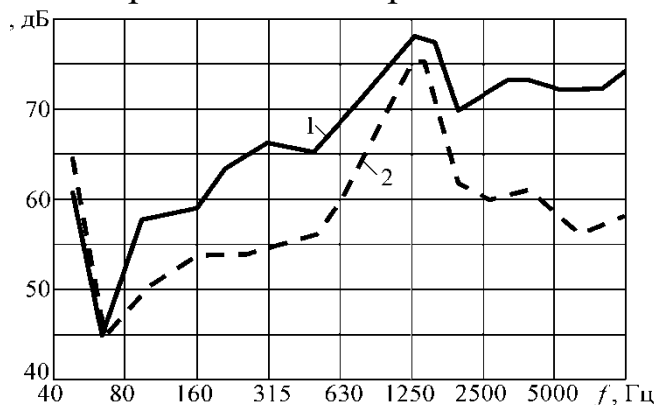


Рис. 5.40. Спектрограми вібрації електродвигуна потужністю 55 кВт з підшипниками кочення (1) і ковзання (2) при частоті обертання 3000 хв^{-1}

вібрацію, як правило, обмежують коливальну швидкість машин і обладнання.

Майже завжди шум і вібрація виникають через одні й ті самі причини, існують одночасно і пов'язані одне з одним. На рис. 5.41, 5.42 показані спектри шуму та вібрації одних і тих самих механізмів. Звертає на себе увагу практичний збіг максимумів, що свідчить про спільне джерело коливань. Ця обставина пояснює, чому шум і вібрація розглядаються спільно: боротьба з ними зазвичай здійснюється засобами, що знижують як шум, так і вібрацію.

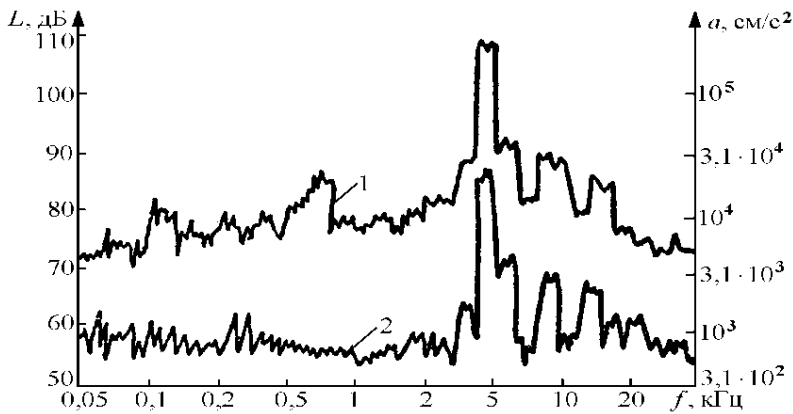


Рис. 5.41. Спектри шуму (1), дБА і вібрації (2), дБ нагнітального трубопроводу компресора газотурбінної установки

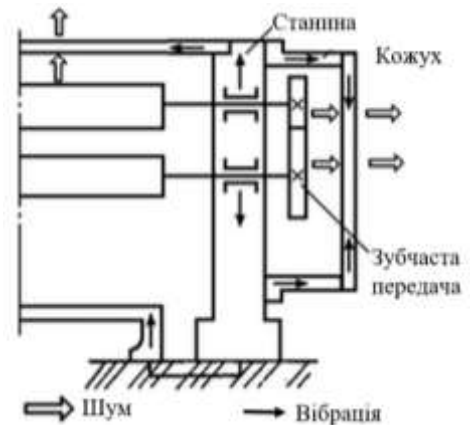


Рис. 5.42. Шляхи передачі вібрації та шуму, що виникають в редукторах

Дійсно, потік газу (і рідини), що проходить вздовж меж твердого тіла або контактує з ним, неминуче призводить до коливань елементів твердого тіла, які часто підсилюються через резонансні явища, пов'язані з обмеженістю розмірів конструкційних елементів. З іншого боку, вібрація конструкцій механізмів, що мають певну площу контакту з повітряним середовищем, призводить до випромінювання звукової енергії в повітря. Завдяки складним кінематичним процесам, що відбуваються під час роботи механізмів, не завжди можна однозначно визначити початкову причину виникнення коливань. Часто вібрація спочатку виникає в твердих конструкціях механізмів (наприклад, удари тіл у кінематичних парах), і поширюється по конструкціях, які мають значну площу випромінювання, спричинюючи виникнення повітряного шуму (рис. 5.41 та 5.42). Також існують протилежні ситуації, наприклад, при проходженні повітряних потоків через труби вентиляційних каналів машин, коли інтенсивна вібрація виникає внаслідок контакту елементів конструкції з повітряним потоком.

У реальних механізмах умови для виникнення шуму і вібрації існують в багатьох елементах практично одночасно, тісно пов'язані між собою і часто переходять з одного виду в інший. Наприклад, коливання зубчастих передач викликають вібрацію корпусу, що призводить до виникнення повітряного шуму. Цей шум може розповсюджуватися в сусідні приміщення і спричиняти вібрацію скла в цих приміщеннях. Внаслідок резонансу скло може почати інтенсивно видавати звукові коливання, зазвичай супроводжуючись гучним дзвінком.

Кореляційні дослідження, які дають можливість проводити кількісну оцінку зв'язку між процесами, свідчать про високий ступінь кореляції між вимірним шумом механізму і вібрацією його окремих елементів. По мірі віддалення від початкового джерела коливань указаний взаємозв'язок слабне, при-

чому ступінь ослаблення збільшується з підвищенням частоти.

Вказана обставина пояснюється складністю шляхів розповсюдження коливань по конструкції, впливом резонансних коливань і постійних перетворень в обмежених конструкціях коливань одного типу в інші. Це слід враховувати при визначенні інформаційних місць вимірювання шуму та при розробці методів діагностування стану елементів машин за шумовими характеристиками.

Наявність тісного зв'язку між шумом і вібрацією слід якомога ретельніше враховувати при проектуванні агрегатів і машин, при розробці способів кріплення механізму та визначенні місць його установки.

Особливістю шумового поля, створюваного працюючим механізмом у повітрі, є відносно мала зміна характеру шуму при переміщенні приймача у близько розташовані точки. Співвідношення між максимумами спектра вібрації, вимірними у сусідніх точках механізму, відрізняються зазвичай більш різко (рис. 5.43, 1, 2). Така картина характерна для тих випадків, коли первинним джерелом слугує вібрація. Шум у точці приймання виникає від низка вібруючих елементів, локальне положення яких в конструкції різне, а, значить, різні і рівні вібрації цих елементів, навіть, якщо вони розташовані близько (на малих хвильових відстанях) один від одного.

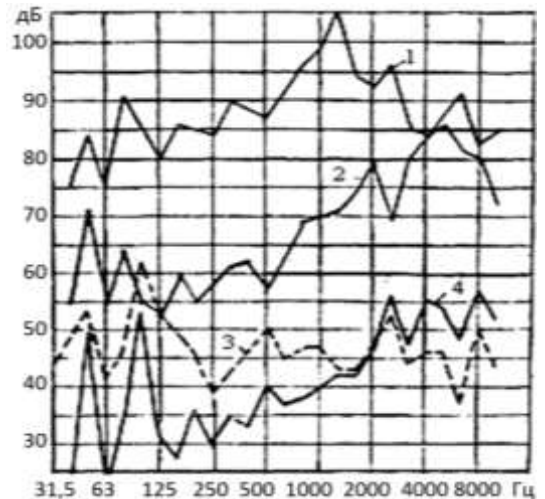


Рис. 5.43. Спектри шуму та вібрації на відстані 2 мм:
1, 2 – шум (дБА) редуктора ОЦОТ-460-1.67 і вібрації (2);
3, 4 – вібрації (3) і шуму (4) електродвигуна

5.13.5. Методи розділення джерел вібрації та шуму

Джерела вібрації та шуму взаємопов'язані, можуть мати різну природу і проявлятися на одній частоті.

Розглянемо метод розділення джерел вібрації та шуму на прикладі асинхронного двигуна, що збуджує вібрацію і шум механічного, аеродинамічного й електромагнітного походження.

Виділення вентиляційного шуму електродвигуна, що обдувається, виконується за результатами випробувань:

- а) у комплектному складі при пониженій напрузі до 50-100 В;
- б) без кожуха з вентилятором при пониженій напрузі;
- в) без вентилятора з кожухом при номінальній напрузі;
- г) без вентилятора і без кожуха при пониженій напрузі;
- д) без вентилятора і без кожуха при пониженому значенні напруги мережі живлення;
- е) із закритими вхідними та вихідними люками у будь-якому режимі (для двигунів, що обдуваються).

Для визначення шуму, пов'язаного з резонансними вібраціями кожуха, ми порівнюємо дані, отримані за пунктом «д», з даними з пункту «в». Частоти шуму, пов'язаного з магнітними вібраціями, збігаються з частотами магнітних вібрацій. Ці частоти також можна визначити, порівнюючи дані вимірювань з

пунктів «а» та «д» із даними, отриманими при номінальній напрузі.

Складові шуму, які не пов'язані з магнітними та аеродинамічними силами, походять від механічних джерел. Для машин, які обдуваються, ці складові визначаються за результатами вимірювань, здійснених за пунктом «д». Шум, що виникає внаслідок підшипників кочення, може бути більш точно визначений після заміни підшипників кочення на підшипники ковзання та подальших вимірювань за пунктом «д».

Завдання відділення високочастотної випадкової вібрації конкретного досліджуваного джерела вібрації від усієї решти в обсязі коливальної системи вирішується установкою віброперетворювача безпосередньо в області даного джерела. Сигнали високочастотної вібрації від інших джерел слабо впливають на вимірюваний рівень через втрати на контактуючих поверхнях при розповсюдженні вібрації. Крім того, у високочастотній ділянці спектра внесок періодичних складових у рівень вібрації малий і не впливає на результати аналізу модульованого сигналу.

Ще одним способом вирішення завдання розділення сигналів вібрації є використання направлених приймачів віброакустичних сигналів. Ці приймачі можуть сприймати вібрацію або шум, що поширюються тільки в певному напрямку. До таких вимірювань належать спектри вібрації, отримані в трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Повертаючи датчики вібрації або мікрофони послідовно на кожне з джерел, можна визначити внески кожного джерела в загальне поле вібрації. Проте застосовність цього методу обмежується конструкцією об'єктів, через які поширюються віброакустичні сигнали від джерела до місця спостереження.

Пристаючи до вирішення завдання про розділення джерел вібрації та шуму, спочатку слід спробувати перераховані інші прості способи. На жаль, кількість практичних завдань, які можна вирішити таким способом, невелика. Найчастіше доводиться мати справу з джерелами, що працюють тільки разом тобто генерують сигнали із спектрами, що перекриваються.

Інший спосіб вирішення – спектральний. Якщо різні джерела дають внесок у різних частотних діапазонах, то спектральна щільність потужності віброакустичного сигналу в точці спостереження у кожному частотному діапазоні визначається тільки одним джерелом. Для повного вирішення завдання тут достатньо виконати звичайний спектральний аналіз вібраційних або шумових характеристик в джерелах і точці спостереження.

Вібрація електромеханічних систем – це сума детермінованих і випадкових складових, що створюються різними джерелами збурювальних сил. Для розділення цих складових, як правило, використовують частотні моди, зокрема, вузькосмугову фільтрацію. Однак, їх повного розділення не відбувається. У низці випадків при розділенні суми періодичних сигналів на складові необхідно вимірювати початкові фази кратних гармонік.

Під час одночасної амплітудної і частотної модуляції з використанням однієї модулюючої частоти, спектр модульованого сигналу стає асиметричним. Вхідний сигнал до амплітудного детектора містить постійну складову і складову із частотою амплітудної модуляції. Після частотного детектора з'являється постійна складова з тією самою частотою кутової модуляції.

Процеси модуляції сигналів вібрації машин супроводжуються значними змінами температурних полів та ступеня згорання, а також впливають на якість мастильних матеріалів у підшипниках і можуть створювати зазори в сполученнях. При оглядах і ремонтах технічний стан машин може змінюватися через заміну окремих деталей та способів їх кріплення, зміну взаємного розташування деталей у вузлах і регулювання зазорів.

Висновки за розділом 5

Вібраційна діагностика машин базується на аналізі вібраційних сигналів, які генеруються механізмами машин. Важливо враховувати, що на шляху від джерела вібрації до точок вимірювання існують проміжні деталі, такі як маса, форма, жорсткість, якість з'єднань та власні частоти. Властивості цих деталей впливають на форму та імпеданс механічного опору передачі сигналу та виникнення резонансної вібрації. У процесі проектування машин важливо враховувати ці особливості конструкції для визначення точок контролю якості виготовлення та експлуатації.

Використання методів вібраційної діагностики при проектуванні машин пов'язане з оцінкою відповідності машини вимогам надійності, технічним та екологічним вимогам. Для виявлення дефектів конструкції, робочих та технологічних процесів виробництва застосовуються різні методи, такі як розділення джерел вібрації, частотний та спектральний аналіз вібрації, кепстральний та кореляційний аналіз, методи фазового порівняння сигналів вібрації, амплітудно-часовий та статистичний аналіз вібрації, визначення акустичної емісії.

Під час оцінювання динамічних характеристик жорсткості та міцності конструкції машини визначають власні та резонансні частоти вібрації різних систем та деталей при різних умовах навантаження, швидкостях обертання та подачі різних видів енергоносіїв.

6. НОРМУВАННЯ ВІБРАЦІЙНИХ ПАРАМЕТРІВ МАШИН

6.1. Обґрунтування нормування вібрації машин

Вібрації машин є результатом взаємодії між різними системами та збурювальними силами, які діють на машину. Вібраційні характеристики машин дійсно відображають технічний стан конструкції і є важливими показниками функціональної та технічної надійності. Відхилення від ідеального стану всіх систем, включаючи механічні, гідравлічні, пневматичні та електричні, можуть впливати на рівень вібрації машин. Допустимі рівні вібрації можуть бути досягнуті шляхом змін конструкції, технології виробництва, робочих процесів, робочих режимів та динамічних властивостей вузлів та агрегатів машин.

Високі рівні вібрацій дійсно можуть призвести до зниження надійності машин та призвести до їх спрацьовування. Крім того, вони можуть негативно впливати на фізіологічний стан людей, які працюють поруч із вібруючими машинами, і на навколишнє середовище. Високі рівні вібрацій можуть порушувати робочі процеси, впливати на точність роботи приладів та призводити до спотворення показників управління і регулювання систем. Тому важливо вживати заходи для зменшення і контролю рівнів вібрацій для забезпечення якості роботи машин і безпеки працівників.

Оцінка технічного рівня проектування машини визначається з урахуванням вібраційних характеристик механізмів та машин. Якщо вібраційні характеристики проекрованої машини перевищують або співпадають із кращими показниками, які були досягнуті в світовій практиці для аналогічних устаткувань, то, при рівних функціональних характеристиках, можна стверджувати, що проектована машина відповідає найвищим світовим стандартам. Саме тому в сучасному проектуванні машин, окрім оцінки енергетичних показників, габаритів та продуктивності, важливо також враховувати їх віброактивні властивості на кожному етапі – від проектування до виготовлення та експлуатації. З цією метою важливо проводити віброакустичні розрахунки, спрямовані на зменшення рівнів вібрацій, а також контролювати вібрації готових машин за допомогою вимірювань, які надають початкові дані для подальшої коригування та встановлення нормативів.

З метою обмеження вібрації у різних сферах техніки існують вимоги і норми щодо її регламентації. Різноманіття підходів до обмеження вібрації, зумовлених різними вимогами, дуже ускладнює розробку єдиних норм. У більшості випадків норми встановлюються з урахуванням усіх найважливіших параметрів і заданих умов роботи машини і є компромісним рішенням.

Так як зниження вібрації нижче визначеної межі відбивається на інших показниках, у тому числі на вартості та термінах виготовлення, вагогабаритних та економічних характеристиках, рівні вібрації кожної конкретної машини повинні знаходитися в оптимальному поєднанні з іншими її параметрами, а їх нормування повинне здійснюватися на науковій основі.

Технічний рівень проектування, заданий ресурс і надійність визначаються заданими вібраційними характеристиками.

Доцільність експлуатації машин при технічному обслуговуванні визначається допустимими приростами експлуатаційної вібрації над початковими значеннями. Технічне обслуговування на основі вимірювання й аналізу механічних коливань доцільне саме з економічної точки зору, так як воно дає можливість збільшення середнього часу між відмовами й одночасно виключає раптові аварії обладнання машин.

Якість ремонту машин оцінюється за рівнем «повернення» їх вібраційних характеристик до початкових проектних значень. Перевищення допустимої проектом норми вібрації вказує на такі зміни структурних параметрів і погіршення динамічних характеристик машини, які потребують зміни функціональних параметрів, навантажень і застосовуваних матеріалів. При заданих проектних структурних параметрах і нормах вібрації механізмів машини, діючі кінематичні та динамічні навантаження недостатні для збурення резонансної вібрації. При цьому слід звернути увагу на такі факти, що існує зниження на 20-50% ресурсу машин після ремонту пов'язане, перш за все, з підвищенням вібрації відремонтованих машин. Просте копіювання конструкцій кращих зразків техніки без збереження вібраційних характеристик не дає можливості отримувати ресурс і надійність аналогів.

Задана функціональна (тягово-швидкісні якості, продуктивність, паливна економічність, ККД, прохідність і маневреність, плавність ходу) та технічна надійність машин можуть бути оптимальними у разі певних допустимих вібраційних характеристик машин.

Для оцінки достовірності отриманих функціональних і технічних характеристик механічних систем машин необхідно враховувати вібраційні параметри, оскільки вони є ключовим критерієм фактичного технічного стану цих систем. З метою підвищення надійності машини, ці показники якості мають виконуватися при менших рівнях вібрації порівняно з аналогічними машинами. Проведені дослідження показують, що багато машин покращують свою технічну надійність шляхом оптимізації енергетичних процесів в механічних системах, що прискорюється вібраціями (рис. 2.11). Однак, результати наявних досліджень, що спрямовані на підвищення надійності багатьох видів вантажних автомобілів, тракторів, дорожніх і сільськогосподарських машин, часто не враховують їх вібраційні властивості та вплив вібраційних навантажень на деталі, що ускладнює розв'язання завдань щодо збільшення ресурсу та тривалості служби такого обладнання.

Практика експлуатації машин підтверджує, що більше двох третин поломок та аварій виникають через вібрацію. До 60-80% всіх утомних пошкоджень деталей автомобілів є наслідком коливань. Вібрація є основним джерелом спрацьовування, пошкодження та несправностей в тракторах, вантажних транспортних машинах. Наприклад, для подолання неврівноважених сил двигуна, таких як у тракторі, потрібно витратити 10-12% його ефективної потужності, а при цьому споживання пального збільшується на 6-10%.

Експериментальними дослідженнями впливу вібрації на спрацьованість підшипників кочення тракторів показано, що вібрація вища з 80 мм/с^2 спричиняє різке прискорення спрацьованості у пропорційній залежності від підвищення рівнів вібрації.

Трактори і вантажні автомобілі відрізняються від багатьох стаціонарних

машин не тільки конструкцією, але й багатьма режимами роботи в польових і дорожніх умовах експлуатації.

Трактори й автомобілі – це комплекс механічних, газо-, гідро-, аеродинамічних та електричних систем, які надають їм особливу складність.

Для сучасного вітчизняного трактора напрацювання на відмову у разі наявної технології обслуговування складає 40-100 годин. Вимушені простой тракторів у зв'язку з технічними несправностями складають до 62% від загального часу використання. Навіть трактори перспективних моделей мають напрацювання на складну відмову 150-200 годин. Напрацювання на відмову вітчизняних тракторів менше напрацювання зарубіжних зразків у 1,6-3,0 рази. Відмови внаслідок недосконалості конструкції та технології виробництва складають 50-65%, внаслідок порушення правил експлуатації – 35-37% усіх експлуатаційних відмов. У результаті цього технічне обслуговування часто зводиться до усунення недоліків конструкції та технології виробництва. Витрати на підтримання сільськогосподарської техніки (основу якої складають трактори) в робочому стані щорічно складають 30% її початкової вартості. Тому ефективність використання тракторів у сільському господарстві є низькою.

Завдання розробки універсальних методів, що мають високу достовірність оцінки якості проектування та діагностування технічного стану, вимагає врахування низки особливостей конструкції й умов експлуатації трактора. Так, трактор відрізняється від стаціонарного промислового машинного обладнання складністю конструкції трансмісії, застосовуваними матеріалами та фізичними процесами, що забезпечують функціонування механізмів; великим різноманіттям використовуваних режимів роботи; умовами експлуатації та зберігання при температурах від -30 до 50°C з високою вологістю і запиленістю; режимами використання в короткочасних сезонних роботах; різним рівнем надійності та довговічності деталей і вузлів.

Перераховані особливості накладають обмеження на конструкцію трактора. Вказані особливості конструкції й експлуатації тракторів утруднюють розробку єдиних методів і засобів діагностування, придатних для оцінки якості проектування, доведення, виготовлення й експлуатації тракторів, розробку граничних значень і класів технічного стану, технології й організації діагностування. Ефективність застосовуваних методів і засобів діагностування низька через значну трудомісткість і малу достовірність діагнозу.

В період виконання сезонних агротехнічних робіт можливості контролю стану тракторів обмежені через нестачу кваліфікованого обслуговуючого персоналу і часу, що виділяється на діагностування, необхідність виконання умов діагностування, які у більшості визначаються місцезнаходженням трактора, обмеженими можливостями функціонального резервування складових агрегатів і запасних частин у малих господарствах.

При проектуванні тракторів, основна увага зазвичай приділяється функціональним характеристикам, зносостійкості, статичній міцності та динамічній втомності окремих компонентів, без врахування їхньої спільної динаміки та вібраційних властивостей. У процесі проектування часто ігноруються сукупність структурних, геометричних і фізичних параметрів, що впливають на внутрішню динаміку вузлів (такі як якість контактних поверхонь, зазори, кути перекосу

осей, відхилення геометричних параметрів деталей від потрібних, зміни структури та міцності матеріалів, термодинамічні параметри і т. д.) і динамічні проблеми утомності матеріалів через вплив циклічних сил. Результати розрахунків щодо допустимих напруг, тисків, деформацій і міцності не враховують очікуваний ресурс деталей з урахуванням фактичного вібраційного навантаження на них.

Таблиця 6.1

Склад і структура НТД щодо забезпечення надійності, що визначається впливом вібрації, способів досягнення заданої вібрації та вимог щодо вібраційної діагностики машин

№ п/п	Завдання, що вирішується при створенні машини	Нормативно-технічне і методичне забезпечення
1	Нормування класу вібрації машини, яку проектують, і вимог до вібраційних характеристик	Нормативно-технічна документація і методична документація (НТДіМД) на методи визначення допустимої вібрації для заданих частот обертання і навантажень, методи обґрунтування норм класів вібрації, методи визначення впливу вібрації на технічний стан і функціонування механізмів машини з урахуванням заданого переліку власних джерел вібрації та зовнішніх збурювальних сил на машину, на методи проектних вібраційних розрахунків
2	Розробка методів щодо зниження віброактивності	НТДіМД на способи забезпечення зниження вібрації механізмів машини, на методи балансування, методи визначення режимів функціонування, що забезпечують зниження вібрації, методи доведення вібрації до заданих норм, виявлення й усунення резонансу
3	Дослідження вібраційних характеристик	НТДіМД на методи вимірювання вібрації, методи визначення вібраційних характеристик на стендах та в експлуатаційних умовах, методи виявлення джерел вібрації, оцінки їх інтенсивності та закономірностей її розподілу конструкцією, методи визначення динамічних характеристик (частот, форм коливань та їх стійкості, резонансних характеристик і т. п.), методи визначення і призначення контрольних точок вимірювання вібрації окремих агрегатів і комплектної машини
4	Дослідження надійності, що визначається впливом вібрації	НТДіМД на види і методи випробувань на віброспрацювання, віброміцність, вібростійкість, методику проведення випробувань, порівняння фактичної вібрації з нормативною та оцінка результатів випробувань
5	Вивчення впливу технічного стану машини на її вібраційні характеристики	НТДіМД на методи вібраційної діагностики на стадіях доведення, приймальних та періодичних випробувань, на контроль якості виготовлення, експлуатації та ремонту
6	Нормування вібрації для контролю якості виготовлення	НТДіМД на методи розробки норм вібрації на третьоктавні та вузькосмугові вібраційні характеристики окремих агрегатів і комплектної машини, на апаратні та випробувальні засоби, режими випробувань та обробки статистичних даних вібрації
7	Нормування експлуатаційної вібрації	НТДіМД на методики вібраційного діагностування та класи оцінки технічного стану й проведення регулювальних і ремонтних робіт, режими функціонування та контролю вібрації; точки контролю, апаратні та стендові засоби діагностування окремих агрегатів і комплектної машини, алгоритми діагностування

Тому вже на стадії проектування тракторів і автомобілів необхідно визначати допустиму вібрацію і нормувати класи вібрації проєктованих машин; виконувати розрахунки вібрації машин; розробляти конструктивні та технологічні засоби зниження вібрації до заданих норм; нормувати вібрацію для контролю якості виготовлення; розробляти методи нормування початкових і граничних вібраційних діагностичних параметрів окремих видів несправностей, експлуатаційні норми вібрації і класи оцінки технічного стану; методи прогнозування остаточного ресурсу за вібраційними характеристиками об'єктів діагностування машини (табл. 6.1).

6.2. Основні принципи та вимоги до нормування вібрації машин

Критерієм нормування вібрації при проектуванні машин є заданий ресурс і надійність, у виробництві – контроль якості виготовлення, а під час експлуатації машини – контроль технічного стану.

При нормуванні вібрації машин виділяють наступні етапи.

Перший етап – оцінки віброактивності машин, який полягає у встановленні частотного діапазону, в якому повинен виконуватися контроль вібрації.

До сьогодні у машинобудуванні широко використовується спосіб контролю і нормування вібрації за максимальним розмахом зміщення на одній з частот коливального процесу. Про це свідчать діючі стандарти і норми. Контроль низькочастотної вібрації машин дає можливість отримати інформацію про вібраційну потужність, яка пропорційна квадрату амплітуди зміщення. Низькочастотна вібрація, яка спричинена змінними навантаженнями в елементах машин, є також непрямим показником їх технічного стану.

Недолік цього способу полягає в відсутності інформації про гармонічний склад вібраційного процесу, яка є необхідною як для більш повного контролю технічного стану машин, так і для оцінки вібрацій з позиції санітарно-гігієнічних вимог. Практика показує, що достатньо надійне спостереження за технічним станом машин може бути забезпечене тільки при контролі вібрації в частотному діапазоні до 10 кГц.

Санітарно-гігієнічні вимоги також передбачають необхідність обмеження вібрації по спектру в діапазоні частот від часток герца до 200-300 Гц. Якщо ж при цьому взяти до уваги створюваний вібрацією повітряний шум й його шкідливий вплив на організм людини в широкому діапазоні частот (вимоги щодо обмеження повітряного шуму зазвичай охоплюють діапазон частот до 10 кГц), то стає очевидною необхідність контролю вібрації в інфразвуковому та звуковому діапазонах частот. Все це говорить на користь того, що для повної та всебічної оцінки віброактивності машин контроль і нормування їх вібраційних параметрів доцільно здійснювати від мінімальної частоти коливального процесу до 8-10 кГц.

Протягом останніх років багато машинобудівних підприємств у нашій країні та за кордоном почали здійснювати приймально-здавальний контроль машин за спектральним складом вібрації. Такий контроль застосовується в автомобілебудівній, дизелебудівній, турбобудівній, електромашинобудівній галузях.

Другий етап контролю та нормування вібраційних параметрів полягає у виборі оптимальної ширини смуги частотного аналізу.

Незважаючи на те, що найбільш повна характеристика вібраційного процесу може бути отримана при гармонічному аналізі, він мало придатний для мети нормування через флуктуацію параметрів вібрації. Тому виникає необхідність використання при нормуванні частотно-смугового аналізу вібрації, що також сприяє скороченню часу випробувань в умовах серійного виробництва. Для порівняння рівнів вібрації серійно вироблених машин з висунутими вимогами зазвичай обмежуються контролем і нормуванням вібраційних параметрів в октавній смузі частот.

З метою збільшення обсягу інформації про технічний стан машин в експлуатаційних умовах і отримання попередніх даних про причини можливих дефектів контроль і нормування вібрації краще здійснювати в третьоктавній або напівоктавній смугах частот.

У разі необхідності детальної розшифровки спектра, що по суті вже належить до сфери дослідження, а не контролю, застосовується вузькосмуговий аналіз вібрації.

Для оцінки вібрації з точки зору санітарно-гігієнічних вимог Комітет ТК 108 ISO рекомендує октавні смуги вимірювання. З цими рекомендаціями узгоджується більшість відомчих нормативів.

Третій етап контролю і нормування вібрації машин полягає у виборі параметрів для характеристики інтенсивності вібраційного процесу.

У загальному випадку для цих цілей можуть використовуватися кінематичні параметри (зміщення, швидкість, прискорення), а також, комплексний параметр – вібраційна потужність. Незважаючи на те, що вібраційна потужність дає найбільш повну характеристику вібраційного процесу, через практичні труднощі здійснення її вимірювання вона поки що не використовується при нормуванні.

Контроль і нормування низькочастотної вібрації згідно з більшістю діючих на сьогодні як технічних, так і медичних вимог здійснюються через амплітуди вібраційного зміщення. Для цих цілей наряду з електронною апаратурою все ще широко використовуються найпростіші механічні вимірювачі (віброметри, вібрографи).

При переході до контролю і нормування вібрації за спектром оцінювати вібраційний процес за зміщенням здійснювати складно, оскільки механічні вимірювачі вібрації для цієї мети непридатні, а електронна апаратура зазвичай обладнана вібродатчиками, які реагують на прискорення і швидкість. Для перетворення цих параметрів у зміщення необхідне інтегрування, що вимагає ускладнення апаратури та може призвести до додаткових похибок. Крім того, точність вимірювання високочастотних складових вібраційних зміщень може страждати від того, що такі вимірювання будуть проводитися близько до нижньої межі роздільної здатності приладів.

Вибір вібраційного прискорення як нормованого параметра має низку переваг, одна з яких полягає в тому, що віброприскорення за певних умов є показником динамічного навантаження, що діє на тіло. При цьому найбільш чутливі та малогабаритні п'єзоелектричні вібродатчики, що використовуються у переважній більшості сучасних приладів, реагують безпосередньо на прискорення. Однак, внаслідок збільшення вібраційного прискорення зі зростанням частоти його спектр не узгоджується зі спектральним розподіленням вібраційної потужності.

Початковим параметром для визначення вібраційної потужності є швидкість. Вібраційна швидкість використовується в деяких медичних вимогах і нормах як фактор, що безпосередньо впливає на фізіологічний стан людей. За допомогою цього параметра достатньо зручно здійснювати контроль і нормування вібрації з метою оцінки технічного стану машин як після їх виготовлення, так і в процесі експлуатації.

Вібраційна швидкість прийнята як основний параметр у санітарно-гігієнічних нормах. Вона знаходить широке застосування при віброакустичній діагностиці та комплексному оцінюванні технічного стану машин і механізмів.

Четвертий етап – вибір параметрів на предмет контролю та нормування вібрації, що полягає в тому, яке значення вібрації слід приймати за основу: амплітудне (максимальне), середньоарифметичне або середньоквадратичне (ефективне).

При гармонічних або близьких до них за формою коливаннях найпростішим вираженням величини цих коливань є амплітудні значення, які представляють найбільший практичний інтерес з точки зору механічної міцності машин і фізіологічного впливу на людей. Тому амплітудні значення покладені в основу більшості вимог щодо обмеження низькочастотної вібрації.

Таке оцінювання вібрації не викликає незручностей при її контролі на певній частоті. У разі ж контролю і нормування вібрації у смугах частот амплітудне значення характеризує тільки один найвищий рівень у даному частотному діапазоні без прив'язки його до певної частоти. Крім того, перешкоди, які приходять зовні та накладаються на стаціонарний випадковий процес, при вимірюванні амплітудного значення вібрації повністю входять в результат і спотворюють його.

Використання як міри вібрації середньоарифметичного значення не зручне тим, що показники приладів у цьому разі (як і при вимірюваннях амплітуд) залежать від фазового зміщення складових. Такий спосіб оцінювання вібрації внаслідок непорівнянності вимірюваних величин незручний при нормуванні.

Відмічені недоліки усуваються при використанні як міри вібрації середньоквадратичного значення (СКЗ) від усіх миттєвих значень вібрації за період.

СКЗ (ефективне) змінного параметра визначається за формулою:

$$q_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_t^{1+T} q^2(t) dt}.$$

Воно представляє рівноцінну йому за енергією величину постійного у часі параметра. Тому ефективне значення приводить до єдиного еквівалента і гармонічні, і складні коливальні процеси і тим самим допускає їх порівняння.

Оцінювання вібрації за допомогою СКЗ виключає необхідність визначення фазового кута між окремими складовими. Все це свідчить про доцільність використання при контролі та нормуванні вібрації її СКЗ.

П'ятий етап контролю та нормування вібраційних параметрів полягає у виборі місця і напрямку вимірювань.

Коливання, що виникають у різних елементах машини, по-різному проявляються на окремих її ділянках. Це пояснюється багатьма причинами, в тому числі накладанням коливань, збурюваних різними джерелами, резонансними

явищами в структурі машини, демпфуванням і віброізоляцією на шляху розповсюдження коливань.

На рис. 6.1 показані спектрограми рівнів вібрації електродвигуна, виміряних у різних точках опорної поверхні над амортизаторами. Ці дані свідчать про значний розкид рівнів вібрації в широкому діапазоні частот. Ще більш суттєва різниця у рівнях вібрації спостерігається при вимірюваннях її в різних вузлах. На рис. 6.2 приведені рівні спектральних складових вібрації електронасоса, виміряні на кришці підшипника, на корпусі та на опорних лапах. Порівняння спектрограм, знятих у різних точках однієї й тієї самої машини при незмінному режимі роботи, свідчить про суттєву їх відмінність.

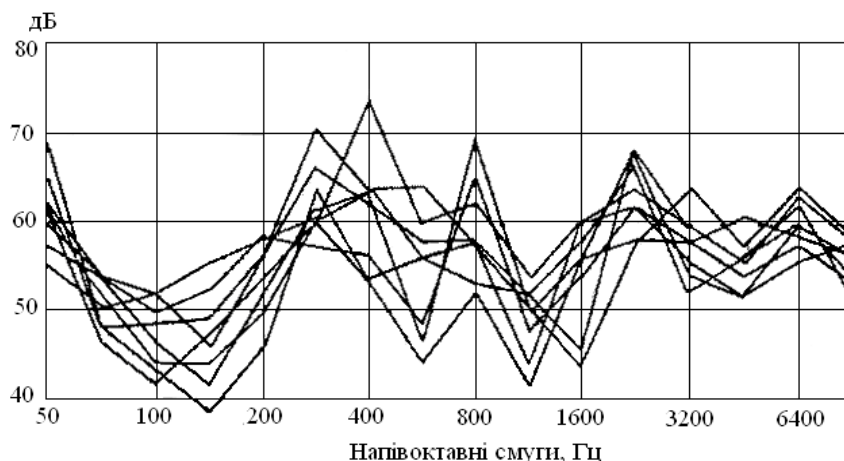


Рис. 6.1. Рівні вібрації електродвигуна у різних точках опорної поверхні над амортизаторами

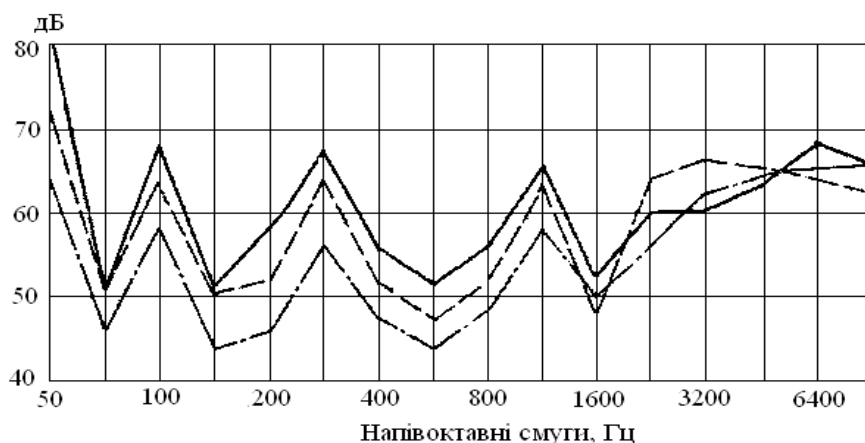


Рис. 6.2. Рівні вібрації в різних точках багатоступінчастого насоса з горизонтальним розташуванням ротора:

———— підшипник; ---- корпус (на лінії розняття); -.-.- основа

Не менш важливе значення має напрямок вимірювання вібрації у вибраній точці (вертикальний, горизонтальний, осьовий).

На рис. 6.3 наведені спектрограми рівнів вібрації електронасоса, виміряні у трьох взаємно перпендикулярних напрямках на кришці підшипника. Як ці, так і багато інших даних вказують на суттєву невідповідність рівнів вібрації, виміряної в одному й тому місці, але в різних напрямках. Тому необхідно суворо регламентувати місця і напрямки вимірювання вібрації при її нормуванні та контролі.

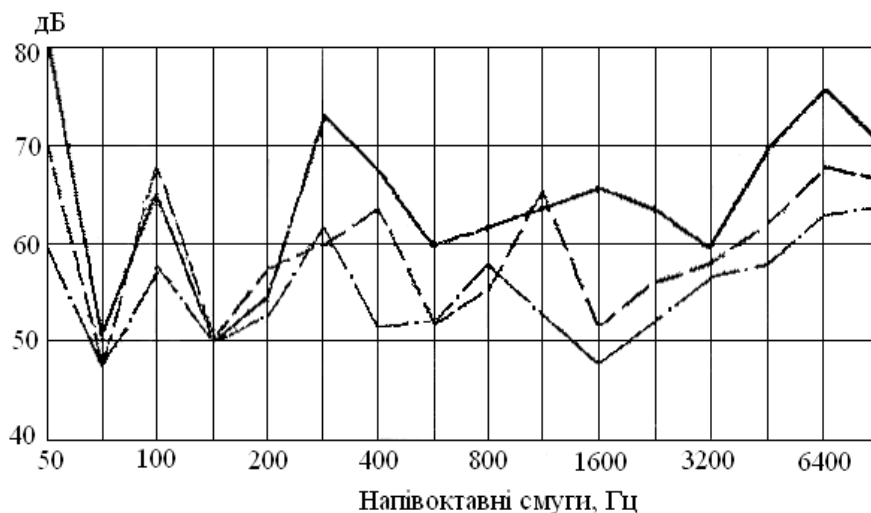


Рис. 6.3. Рівні вібрації електронасоса, виміряні на кришці підшипника у трьох взаємно перпендикулярних напрямках:

— вертикальний; --- горизонтальний поперечний; -·-·- горизонтальний осьовий

Більшість нормативних документів, що обмежують вібрацію машин з позицій механічної міцності, передбачають її контроль на кришках підшипників у трьох взаємно перпендикулярних напрямках.

Для вирішення завдань, пов'язаних з розповсюдженням вібрації, важливою є інформація про вібрацію, яку випромінює машина в тримальній конструкції (фундаменти, підлоги, опори тощо). У цих випадках контроль і нормування вібрації здійснюються в опорних вузлах машин (лапах, фланцях і т. п.). Вібродатчик при цьому встановлюється на опорному вузлі машини поблизу гвинтів, що кріплять машину до фундаменту, або безпосередньо на головці гвинта. Контроль і нормування вібрації в цьому разі може здійснюватися за даними вимірювань в одній точці, де її рівень має максимальне значення, або за усередненим значенням вимірювань у кількох характерних точках.

У разі вібраційного контролю технічного стану машин у процесі експлуатації нормування вібраційних параметрів може здійснюватися стосовно будь-якого їх вузла. При цьому доцільно вибирати таке місце, де найбільш чітко прослуховуються складові, що характеризують роботу основних вузлів машини.

Шостий етап полягає у виборі режиму роботи машини, на якому повинен здійснюватися контроль вібрації.

Так як рівень вібрації у значній мірі залежить від параметрів робочого процесу, режим контролю вібрації повинен бути чітко визначений. Зазвичай як нормований приймається основний специфічний режим роботи машини.

У багаторежимних механізмів контроль вібрації може здійснюватися на кількох характерних режимах (під навантаженням, на холостому ході, при повних або понижених обертах і т. д.), до кожного з яких можуть бути висунуті свої вимоги щодо обмеження вібрації. Залежність зміни рівня вібрації енергетичних машин від потужності та кількості обертів може бути виражена формулою (дБ):

$$\Delta L = 10 \lg \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^\lambda \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^k, \quad (6.1)$$

де 1 і 2 – порівнювані значення потужності та кількості обертів.

У табл. 6.2 наведені дослідні значення λ і k для основних типів енергетичних машин. Аналогічні залежності присутні й у інших типів машин і механізмів, тому режими їх роботи необхідно вказувати у нормативній документації.

Таблиця 6.2

Орієнтовні значення коефіцієнтів λ і k для основних типів енергетичних машин

Тип машини (механізму)	λ	k
Турбомашини	0,3-0,5	1,8-2,0
Привідні електродвигуни	0,4-0,6	0,5-1,5
Двигуни внутрішнього згоряння	0,25-0,4	2,5-2,6
Осьові та відцентрові насоси: – що працюють без кавітації; – при розвинених стадіях кавітації	0,4-0,5	4,3-5,0 8,0-10

Важливе значення при вібраційному контролі мають умови проведення випробувань. Першочергову увагу при цьому слід звертати на рівень вібраційних перешкод, що накладаються на вібрацію контрольованого об'єкта.

Сумарний рівень вібрації L^* від корисного сигналу L_1 та перешкод L_2 виражається залежністю (дБ):

$$L^* = 10 \lg \left(10^{\frac{L_1}{10}} + 10^{\frac{L_2}{10}} \right). \quad (6.2)$$

Найбільш характерна ділянка цієї залежності показана на рис. 6.4, з якого випливає, що для виключення похибки, що перевищує 0,5 дБ, різниця ΔL рівнів вібрації корисного сигналу та перешкод повинна бути не менше за 8-10 дБ.

Для зменшення інтенсивності перешкод, що приходять від інших джерел, машини при вібраційному контролі встановлюються на амортизатори. Використання амортизаторів при вібраційному контролі зумовлено необхідністю інерційно-жорсткісної розв'язки машини з фундаментом. У разі жорсткого кріплення машини до фундаменту її вібраційні характеристики суттєво залежать від маси і жорсткості останнього.

У практиці машинобудування відмічалися випадки, коли машина, що нормально працює на одному фундаменті, досягала аварійного стану після перестановки її на інший. Зростання вібрації відбувалося через те, що починався резонанс системи машина-фундамент. Оскільки справжні вібраційні характеристики цієї системи можуть бути отримані тільки при випробуванні в реальних експлуатаційних або близьких до них умовах, норми щодо обмеження рівнів вібрації турбо- і гідрогенераторів, що містяться в державних стандартах, передбачають контроль вібраційних характеристик цих машин в нормальних робочих умовах.

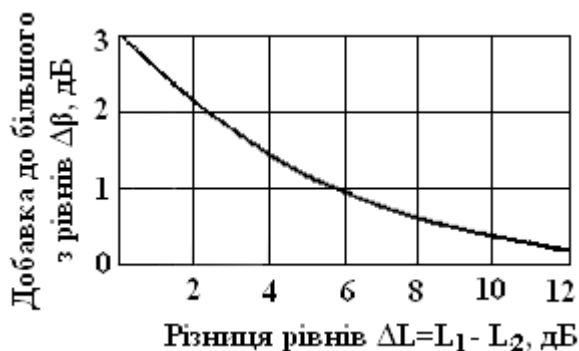


Рис. 6.4. Графік для визначення сумарного рівня вібрації двох джерел

Такий підхід до окремих машин індивідуального виготовлення можна вважати виправданим. Однак, він неприйнятний у разі серійного виробництва, коли контроль вібраційних характеристик машин необхідно здійснювати на здавальних заводських стендах. Так як більшість діючих вимог і норм щодо обмеження вібрації одночасно поширюється на різні машини, в тому числі й на однакові машини, що встановлюються на різні фундаменти, необхідно створювати умови випробувань, які б давали можливість отримувати об'єктивні вібраційні характеристики. Для цього при установці машини на амортизатори повинно забезпечуватися таке частотне розмежування вимушених і власних коливань, яке б не вносило суттєвих резонансних спотворень в амплітудні характеристики.

У більшості діючих нормативів висуваються вимоги до частотного розмежування, при якому частота вільних коливань f_c машини, встановленої на амортизатори, повинна у 2-4 рази бути нижчою за частоту збурювальної сили f основного робочого процесу машини (кількості обертів за секунду).

На резонансній діаграмі (рис. 6.5) штриховкою позначена рекомендована область частотного розмежування стендової системи «машина-амортизатори-фундамент». Досягнення верхньої межі може бути складним для механізмів, які працюють з низькою швидкістю. Крім того, під час агрегатного складання машини, податливі амортизатори можуть сприяти відхиленню машини під навантаженням, що, в свою чергу, може збільшити рівень вібрації. Тому для механізмів і машин, в яких на половинній частоті основного робочого процесу відсутні збурювальні сили, допустима установка їх на амортизатори, що забезпечують нижню межу, замість верхньої.

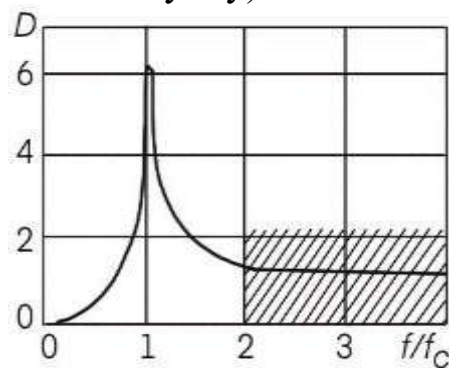


Рис. 6.5. Рекомендована область частотного розмежування системи «машина-амортизатори-фундамент»

Деякі методики рекомендують здійснювати вібраційний контроль машин при жорсткому кріпленні їх до проміжної платформи, яка, у свою чергу, повинна встановлюватися на амортизатори. Це викликано бажанням за рахунок приєднання додаткової маси і збільшення жорсткості наблизити роботу машини до природних умов і тим самим покращити можливість виявлення резонансних явищ. Слід, однак, мати на увазі, що установка машин на амортизатори все ширше і ширше знаходить застосування в експлуатаційних умовах, тому вібраційні випробування машин на амортизаторах у більшій мірі відповідають дійсності. У будь-якому випадку, для уникнення можливих суперечностей при встановленні вимог або норм щодо обмеження вібрації машин, важливо включити в ці вимоги інформацію про спосіб кріплення машини до фундаменту.

6.3. Критерії та параметри для нормування вібрації

Технічне нормування вібрації почалося багато десятиліть тому. В США перші норми на вібрацію енергетичного обладнання з'явилися ще у 1939 р. Обладнання не поділялося на об'єкти безперервної та короткочасної (імпульс-

ної) дії, тому контролювалися граничні величини віброзміщення (розмах) і віброшвидкості (пікова величина), причому наявні на той час, в основному, механічні засоби вимірювання були розраховані саме на контроль граничних значень відносно віброзміщення і віброшвидкості.

Різноманітність підходів до обмеження вібрації, зумовлених різними вимогами, значно ускладнює розробку єдиних норм. У більшості випадків норми встановлюються з урахуванням усіх найважливіших конструктивних особливостей і умов роботи машини. Так як зниження вібрації нижче за визначений рівень відбивається на вартості, термінах виготовлення, масогабаритних характеристиках, рівні вібрації кожної машини повинні знаходитися в певному поєднанні з іншими її параметрами.

Для кількісної оцінки рівнів механічних коливань використовують зміщення (м, мм, мкм); швидкість – м/с, мм/с ($\text{м}\cdot\text{с}^{-1}$, $\text{мм}\cdot\text{с}^{-1}$); прискорення – $\text{м}/\text{с}^2$ ($\text{м}\cdot\text{с}^{-2}$).

Кожен з вібраційних параметрів має певну особливість у разі його використання (рис. 3.11, 3.13) та чутливість за контрольованою частотою прояву дефектів і несправностей.

Вигляд кривих, що показують межі допустимого рівня вібрації при використанні параметрів зміщення, швидкості та прискорення показаний на рис. 6.6.

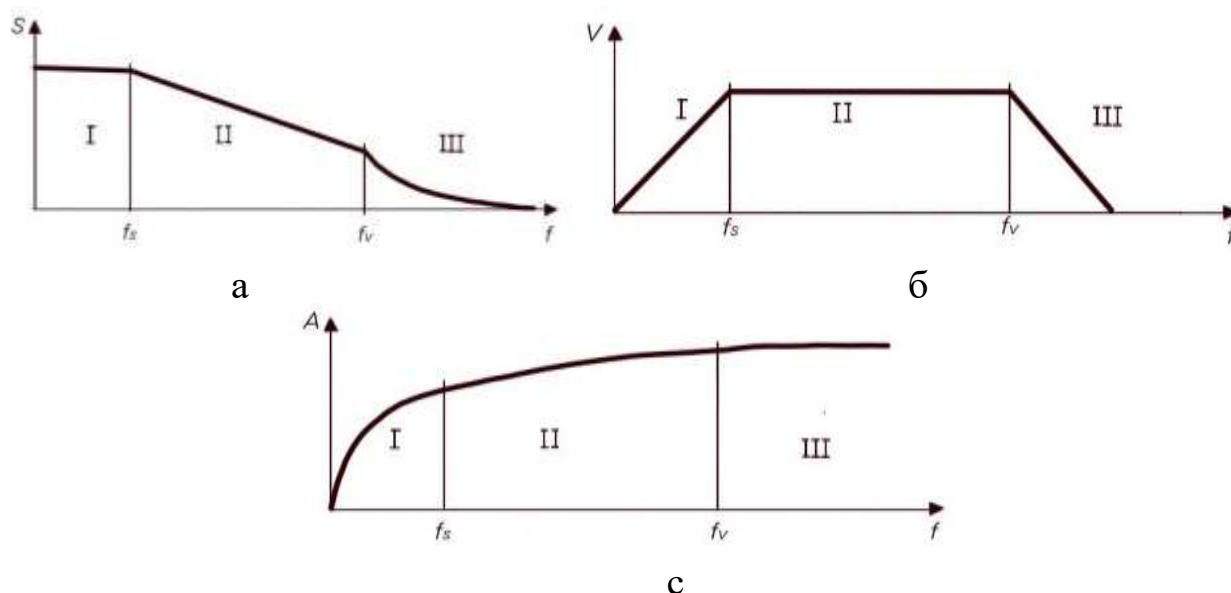


Рис. 6.6. Нормування рівнів вібрації в різних частотних діапазонах:

а – при контролі віброзміщення; б – при контролі віброшвидкості; в – при контролі вібро-прискорення

Криві, зображені на цьому рисунку лише ілюструють загальні тенденції зміни величин допустимих рівнів у різних частотних діапазонах. Поділ на діапазони:

$$f < f_s; \quad f_s < f < f_v; \quad f_v < f \quad (6.3)$$

досить умовний, так як чіткого визначення частот розмежування f_s і f_v немає. Але виконувати таке розмежування все ж необхідно, тому що в різних діапазонах діють різні механізми розвитку дефектів (несправностей). Орієнтовні значення частот розмежування: $f_s \approx 10$ Гц (600 хв^{-1}) та $f_v \approx 1500$ Гц (90000 хв^{-1}).

У деяких рекомендаціях щодо обмеження рівнів вібрації замість частот

розмежування пропонуються перехідні зони $f_s \pm \Delta f_s$ і $f_v \pm \Delta f_v$, у яких відбувається більш плавний перехід кривих із суміжних діапазонів. Залежно від того, в якому частотному діапазоні працює контрольована машина або її вузол, вибираються різні нормовані параметри. У першому діапазоні ($f < f_s$) найзручніше як нормований параметр вибирати віброшвидкість, так як значення цього параметра не залежить від частоти і залишається постійним у межах даного діапазону. Для другого діапазону ($f_s < f < f_v$) таким параметром є віброшвидкість і для третього діапазону ($f_v < f$) – віброприскорення.

Віброприскорення несе інформацію про параметри віброшвидкості і віброшвидкості (рис. 3.11, 3.13). Отже, вимірюванням параметрів віброприскорення можна отримати повну інформацію про технічний стан машини. Нормована величина вібрації повинна відповідати ще одній важливій умові – бути легко контрольованою (вимірюваною).

Зазвичай, найбільш легко вимірюваною величиною є абсолютна вібрація корпусу елемента обладнання. У цьому разі контрольовані точки легко досяжні, майже не потрібна їх спеціальна підготовка, спеціальне налаштування вимірювальної апаратури і т. п. Разом з тим, вимірювані на поверхні високочастотні коливання дають лише приблизні відомості про вібрацію елементів всередині машини. На їх основі не можна робити висновок про те, чи в самій машині, чи в окремих елементах виникають вібраційні навантаження (наприклад, за рахунок збігу власної частоти з частотою збурення), більше ніж тоді, коли можна очікувати, виходячи з результатів вимірювань на поверхні. В таких випадках відбувається так звана втрата контролездатності.

6.4. Визначення допустимої та критичної вібрації машин

Поняття «допустима вібрація» не є стандартизованим. В публікаціях Американського товариства інженерів-механіків (ASME) це поняття визначається як «дозвіл відхилення від норми», при цьому «норма» розглядається як «щось, встановлене авторитетом, звичаєм або загальним узгодженням як модель або приклад». Очевидно, що ці звичаї та узгодження ґрунтуються на досвіді. Отже, можна надати зрозуміле визначення «допустимої вібрації» як «дозволеного відхилення величини вібрації від рівня, встановленого досвідом як «задовільне».

Багаторічний досвід у світовій практиці експлуатації машин з масами, що рухаються, сприяв накопиченню великого статистичного матеріалу, який показав, що збільшення вібрації для складних високоточних механізмів свідчить про велику ймовірність несправності елементів вузла. Експлуатація вузлів з таким рівнем вібрації не рекомендується, а низкою нормативних документів забороняється. Таким чином, технічний стан обладнання за контрольованими вібропараметрами у більшості нормативних матеріалів, згідно з рекомендаціями міжнародної організації зі стандартизації, якісно оцінюється чотирма оцінками: «добрий», що відповідає задовільному технічному стану машини або вузла; «допустимий» – перевищує попередній на 6-8 дБ; «потрібно вжити заходи» – не вище рівня, що перевищує перший рівень на 12 дБ; «недопустимий» – перевищує максимум у разі оцінки «добрий» на 12 дБ. Деякі нормативні матеріали мають більш детальну дискретизацію рівнів.

Імовірність виникнення несправностей (дефектів) у механізмах залежить від амплітуди та частоти вібрацій. Це явище можна пояснити наступним чином. При досягненні певної амплітуди вібрацій, напруження в матеріалі може перевищити межу втомності. У такому випадку руйнування відбувається швидше, коли частота коливань вища, оскільки необхідна кількість циклів для руйнування набирається швидше при збільшенні частоти. З іншого боку, чим більша амплітуда вібрацій, тим вище напруження і, відповідно, для руйнування необхідна менша кількість циклів.

Сьогодні загалом вважають, що підготовка до ремонту розпочинається, коли амплітуди механічних коливань перевищують амплітуди при нормальному функціонуванні в 2-3 рази (або на 6-10 дБ).

Допустиму вібрацію машин визнають на тих рівнях, при яких збурювальні коливання не призводять до прискорення процесів поломки і не мають шкідливого впливу на операторів та навколишнє середовище.

Проведення кількісного аналізу з використанням теоретичних методів для отримання критеріїв небезпечності вібрації на сьогоднішній день є вельми складним завданням. Навіть якщо така можливість була б встановлена, практичне використання результатів цього аналізу для складних агрегатів залишалося б надзвичайно складним через необхідність врахування впливу великої кількості факторів. Однак зі спрощенням конструкції та типізацією обладнання можливості використання теоретичних і статистичних методів зростають.

Зараз нормування допустимої вібрації машин виконують розрахунковим, розрахунково-експериментальним і статистичним методами.

При встановленні норм допустимої вібрації на стадії проектування застосовують розрахункові та розрахунково-експериментальні методи. Допускається застосовувати розрахунково-експериментальний метод і на інших стадіях розробки та постановки машин на виробництво.

Для визначення технічних норм вібрації конкретних машин розрахунково-експериментальним методом можуть бути використані розрахункові формули (підрозділи 6.13, 6.14).

Світова практика вивчення впливу вібронапружень на віброміцність і вібростійкість приладів, енергетичного, авіаційного, залізничного і корабельного механічного обладнання має досвід більше 100 років. За цей період не були розроблені розрахункові методи визначення допустимої проектної вібрації для широкої області частот, що не впливають шкідливо на роботу приладів і механізмів та на прискорення розвитку несправностей машин.

Основним методом установавання допустимої вібрації є статистичне збирання відомостей про вібрацію, розгляд несправностей, які вона спричиняє, а також випадків швидкої відмови механізмів-аналогів. На такій базі даних були розроблені норми і класи допустимої вібрації у широкій смузі від 10 до 1000 Гц на турбогенератори, електричні машини, компресори, обладнання газоперекачувальних станцій та інші механізми.

Абсолютні допуски або межі вібрації існуючих норм вібрації, указані в стандартах, неможливі. Тобто неможливо встановити межу вібрації, яка призведе до негайної відмови машини у разі її перевищення. Механічні відмови занадто складні, щоб установити такі межі. Існуючі стандарти повинні бути

тільки індикатором стану машини і не є підставою для зняття з експлуатації або відключення машини. Дуже важливо те, що нормовані значення вібрації машин повинні ретельно реєструватися та відслідковуватися для прийняття раціонального рішення.

6.5. Нормування вібраційних параметрів машин

6.5.1. Види норм щодо обмеження вібрації машин

Вирішення проблеми забезпечення потрібного рівня надійності машини, підвищення конкурентоздатності й ефективності її використання залежить від багатьох чинників і, перш за все, від тих параметрів, які закладаються конструктором і технологом на стадії створення та виготовлення.

Введення вимог і норм на вібрацію машин має першочергове значення, дає можливість вести цілеспрямоване проектування машин, розробляти заходи щодо зниження вібрації, тобто сприяє створенню машин з низькими рівнями вібрації і, відповідно, підвищенню надійності.

Під вимогами розуміють зниження рівнів вібрації машин, що необхідно для підвищення надійності, виконання умов експлуатації, зокрема умов призначення машини та екологічних норм. Структурна схема управління надійністю машин за нормованими вібраційними характеристиками приведена на рис. 6.7.



Рис. 6.7. Схема оцінки та забезпечення заданого ресурсу і надійності машин

В основу розроблених вібраційних методів контролю та діагностування машин за вібраційними параметрами покладені високоінформативні властивості вібраційних сигналів.

Проектування машин заданого ресурсу повинне забезпечуватися розробкою та реалізацією комплексу нормативно-технічної та методичної документації щодо нормування вібрації (табл. 6.1).

Існуючі норми щодо обмеження вібрації машин поділяються на категорії:

- норми, що регламентують віброактивність конструкцій, якість проектування, виготовлення і надійності машин;
- експлуатаційні норми допустимої вібрації машин;

- санітарно-гігієнічні норми;
- норми на вібростійкість машин у разі впливу зовнішньої вібрації.

Прийняті норми вібраційних характеристик машин необхідно визначати при приймальних, періодичних, типових, приймально-здавальних, сертифікаційних та експлуатаційних випробуваннях складових частин і комплектної техніки.

Норми, що регламентують віброактивність конструкцій машин і якість проектування і виготовлення, є критерієм оцінки рівнів, вібрації, серійно виготовлених машин і механізмів. Контроль рівнів вібрації при приймально-здавальних випробуваннях машин дає можливість виявити екземпляри машин з прихованими і випадковими дефектами, потенційно ненадійні елементи, встановити доцільність і необхідний обсяг доробок кожного екземпляра, прискорити перевірку і впровадження заходів щодо забезпечення надійності машин, значно скоротити виробничі та експлуатаційні техніко-економічні затрати на їх упровадження. Це значно підвищує ефективність виробництва й експлуатації машин.

Експлуатаційні норми встановлюють, головним чином, з метою контролю за вібраційними параметрами технічного стану машин у процесі роботи. Порівняння поточних рівнів вібрації, отримуваних протягом терміну служби машин, з експлуатаційними нормами дає можливість виявити джерела підвищеної вібрації, причини неполадок і відмов у роботі машин.

Вимоги до проектування машин заданого рівня вібрації та його контролю при виготовленні виконуються для дотримання норм безпечності праці, норм віброакустичних полів машин, вібронавантажень на фундаменти, точності роботи механізмів, забезпечення віброконтролепридатності.

Санітарно-гігієнічні норми мають на меті обмеження впливу вібрації на організм людини. Передбачають необхідність обмеження вібрації за спектром у діапазоні частот від часток герца до 200-300 Гц. Оптимізація конструктивних параметрів, розробка норм і методів контролю вібрації при виготовленні не пов'язані кількісно із створенням машин заданого ресурсу.

Норми на вібростійкість машин установлюються, щоб запобігти їх вібраційне перенавантаження при впливі зовнішньої вібрації. При досягненні певних значень вона може негативно впливати на якість робочих процесів, на надійність та втомну міцність вузлів і деталей.

6.5.2. Досягнення у впровадженні вібраційної діагностики у машинобудуванні

У завданнях проектування машин пониженої віброактивності провідне місце займають проблеми визначення граничних значень вібрації, оптимізації вібраційних характеристик, зниження потоку вібраційної енергії, що проходить через елементи механізмів, з метою зниження вібраційних полів, підвищення надійності, віброміцності та вібростійкості механічних систем. Під дією вібраційної енергії пружних хвиль деформується матеріал, змінюються його в'язкопружні властивості та спектр власних частот механічних систем. Еластичність пружної системи змінюється у 2,35 рази.

Більшість досліджень щодо проектування машин на заданий рівень вібрації присвячено електродвигунам, насосам, компресорам, редукторам, що застосовуються у суднобудуванні [33, 48] з метою зниження віброакустичних

полів спеціальної техніки і забезпечення санітарно-гігієнічних умов безпечно-сті праці. Наукові розробки у цих сферах техніки були спрямовані на:

- дослідження джерел вібрації та шуму, обміну коливальною енергією між елементами джерел вібрації;
- математичний опис вібраційних процесів, визначення принципів проектування машин пониженої віброактивності;
- розрахунок вібраційних характеристик;
- пошук способів зниження вібрації машин на монтажних опорах та її передачу від монтажних опор на корпус виробу суднобудівної техніки.

Тому до судових машин при виготовленні висуваються вимоги контролю вібрації на відповідність допустимим нормам на монтажних опорах (лапах) з метою поставки замовнику виробів потрібного рівня вібрації, який досягається різними способами: використанням високоточних підшипників, зубчастих передач або демпфіруючих засобів. До судових машин висуваються вимоги віброакустичної надійності та довговічності. Норми і контроль вібрації на монтажних опорах цих машин не пов'язані з діагностуванням при експлуатації. Зміст більшості опублікованих робіт у цій сфері через спеціальне їх призначення обмежений інформацією про отримані кількісні експериментальні дані, про методи та характеристики об'єктів досліджень, що створює труднощі в аналізі їх результатів.

Розроблені ідеалізовані одновимірні та багатовимірні діагностичні моделі, представлені у вигляді динамічних систем з n ступенями свободи й описані системою диференціальних рівнянь, дають можливість тільки в деяких випадках кількісно зв'язати дефекти механізму зі зміною властивостей вібраційних процесів.

В узагальнюючих роботах щодо використання віброакустичних методів діагностування механізмів і машин у різних сферах техніки розглянуто: математичне моделювання вібраційних параметрів і розрахунок коливань в машинах; розроблені розрахункові вібродіагностичні ознаки підшипників кочення і ковзання, зубчастих передач; електромагнітних систем судових електричних машин при виготовленні; досліджені методи аналізу сигналів вібрації машин, діагностування машин в експлуатації; методи діагностування і доведення механізмів в авіабудуванні; методи і норми вібрації газоперекачувального обладнання тощо.

Основу вібродіагностування механічних систем складають розмежування, розпізнавання й аналіз зміни структури віброакустичних сигналів, збурюваних конструктивними, технологічними або експлуатаційними дефектами. Однак, якщо методи зниження віброактивності судових машин при виготовленні проаналізовані й оцінені різними авторами достатньо багатоаспектно, то вібраційні методи проектування машин на заданий ресурс, методи розмежування джерел і сигналів вібрації при діагностуванні, спектральний аналіз вібраційних процесів і метод прогнозування остаточного ресурсу машин залишаються так само недостатньо вивченими, як і при вібродіагностуванні тракторів.

Нормування вібрації роторних машин для контролю технічного стану при проектуванні та виготовленні в серійному виробництві проводилася, в основному, в широких смугах (10-1000 Гц) або за загальним рівнем на підставі стандартів.

Контроль вібрації електродвигунів, що виготовляються для суднобудування, проводиться за статистичними нормами вібрації по всьому спектру частот від 5 Гц до 10 кГц.

Більшість основних вібраційних діагностичних параметрів має два граничних значення. Одне з них визначається початковим технічним станом, друге – граничним перевищенням вібрації над початковими (опорними) значеннями. Відповідно до стандартів ISO увесь діапазон допустимих перевищень вібрації при експлуатації машин розбито на чотири класи оцінки технічного стану.

За статистичними даними, у машин, які випускаються у різних галузях промисловості, відрізняються конструктивним виконанням, умовами пристосування до діючих фізичних процесів, у разі появи дефектів підвищується вібрація порівняно з початковим рівнем на 10-50 дБ. Причини такого великого розкиду перевищення рівнів вібрації над початковими значеннями у разі появи дефектів у машинах не знайшли пояснення в літературі. Тому методи визначення граничних значень вібрації залишились нев'ясненими.

У наукових роботах з відкритих джерел, присвячених проблемі діагностування, не приведені розрахунки або правила визначення опорних (початкових) значень вібрації механізмів і машин. Наявні лише загальні дані про те, що за опорні значення приймалися рівні вібрації виробів, що знаходяться в «доброму» стані, «після ремонту» або є «новими машинами». Не освітлене питання і про методи визначення граничних значень вібрації.

На практиці за граничні вібраційні діагностичні параметри приймають, в основному, норми стандарту ISO 20816-1:2016. Обґрунтування для визначення початкових і граничних вібраційних діагностичних параметрів і періодичності діагностування в наявних роботах не приводяться.

Проведені експериментальні та статистичні дослідження вібраційних відмов механізмів машин показали, що надійність машин характеризується певним рівнем вібрації, перевищення якого призводить до інтенсивного накопичення втомних пошкоджень і пластичних деформацій, віброповзучості в елементах конструкції, порушення нормального функціонування, втрати жорсткості та стійкості конструкції.

Експериментальними дослідженнями встановлена пропорційна залежність зміни віброприскорення від навантаження, частоти обертання, зазору, амплітуд геометричних похибок, які широко використовуються в алгоритмах діагностування машин і механізмів.

Дослідженням із застосування вібраційних методів діагностування автомобілів присвячено багато робіт. Успішно проводилися дослідження силових агрегатів, двигунів, коробок передач, підвіски, систем рульового керування, карданних передач. Проводились резонансні випробування конструкції автомобілів. У підсумкових роботах обґрунтована необхідність нормування вібрації автомобілів, розроблені принципи й алгоритми проектування автомобілів на заданий ресурс за вібраційними характеристиками.

Аналіз показав, що багато робіт присвячено вібраційній експлуатаційній діагностиці тракторів, комплексним дослідженням щодо застосування вібраційної діагностики якості проектування, виготовлення й експлуатації. Розроблені методи визначення допустимої вібрації тракторів; методи визначення початкових і граничних рівнів вібрації, методи класифікації рівнів вібрації для оцінки якості проектування, виготовлення й експлуатації тракторів; методи оцінювання якості технології виготовлення тракторів.

6.6. Стандарти норм вібрації машин

6.6.1. Загальні вимоги до нормування вібрації машин і агрегатів

Оскільки вібрація є у більшості випадків основною причиною ненадійної роботи, зниження технічної й екологічної надійності та ресурсу машин, розрахунки вібрації, вібровипробування і нормування допустимої вібрації стали нормою в машинобудуванні.

Рівні вібрації машин є основними вимогами вітчизняних і зарубіжних стандартів на проектування стаціонарних машин. В основу розроблених стандартів покладений статистичний матеріал багаторічного досвіду світової практики експлуатації машин. Обмеження вібрації, встановлені стандартами, в силу конструктивних особливостей конкретного виду машин слід використовувати лише як орієнтир. Сучасним машинам можуть знадобитися ще більш жорсткі вимоги. Обмеження за цими стандартами не можуть бути застосовані до широкого переліку складних машин таких, як, наприклад, трактори й автомобілі.

Керівними документами із стандартизації РД 50-638-87 та РД 50-644-87 розроблені вимоги на нормування вібрації машин і обладнання. Ці стандарти розповсюджуються на всі галузі машинобудування. Фактично в цих документах прописується обов'язкове нормування вібрації будь-яких машин.

Нормування вібрації проводять з метою забезпечення і контролю якості проектування машин за встановленими вібраційними характеристиками, перевищення яких призводить до зниження надійності, порушення віброміцності та вібростійкості машин та їх елементів; шкідливого впливу вібрації на людину і (або) довкілля.

Нормування машин на державному та галузевому рівні проводять головна організація і підприємство-виробник та основні споживачі продукції в порядку, встановленими ДСТУ.

Критерієм нормування вібрації, яка впливає на машину, є надійність, віброміцність і вібростійкість машини та її елементів. Віброміцність і вібростійкість характеризуються величиною вібронапружень у відповідальних елементах машин, кількістю і формою циклів їх навантаження і лімітується кінематичними та динамічними характеристиками вібрації (зміщеннями, швидкостями, прискореннями, силами і моментами сил).

При технічному нормуванні вібрації машин та обладнання можна нормувати як абсолютну вібрацію об'єкта контролю в кількох точках на його нерухомих частинах, так і відносну вібрацію вузлів, що обертаються. Верхня межа частоти нормованої віброшвидкості зазвичай не перевищує 1000-2000 Гц. Нормувати можна і віброзміщення, що відповідає за деформацію, яка не повинна виходити за межі пружної деформації відповідних вузлів об'єкта контролю, і віброшвидкість, яка безпосередньо впливає на утомну міцність цих вузлів. Відносна вібрація часто вимірюється у великих роторних машинах з підшипниками ковзання, в яких контролюється віброзміщення ротора відносно корпусу, яке відповідає за такі важливі параметри, як невірноваженість ротора та небезпечні зміни товщини змащувального шару в підшипнику.

При технічному нормуванні вібрації машин враховуються: тип обладнання, просторова форма вібрації і вплив механічних зв'язків контрольованого

обладнання з іншими об'єктами, зокрема з фундаментом.

Для кожного типу обладнання існують свої стандарти на вібрацію. Крім цього, можуть існувати обмеження виробника обладнання на вібрацію (вимоги технічних умов). Вони можуть доповнювати, але не виключають вимоги стандартів.

Для врахування механічних зв'язків з фундаментними конструкціями об'єкти контролю поділяються на дві групи – з жорсткими та пружними зв'язками. Для кожної групи використовуються свої норми на вібрацію. Критерієм, за яким визначається тип зв'язку (жорсткий або пружний) є частота механічного резонансу об'єкта на вузлах його кріплення до фундаменту, яку визначають розрахунком або експериментально. Рівень вібрації однієї й тієї самої машини при зростанні частоти обертання суттєво зростає. Так, у роторному обладнанні рівень вібрації найчастіше має квадратичну залежність від швидкості обертання. І вплив вібрації на ресурс вузлів обладнання залежить не тільки від величини деформації елементів (відносного віброзміщення), але й від кількості циклів деформації за одиницю часу (частоти коливань).

При нормування вібрації машин за критеріями надійність, віброміцність і вібростійкість, ступінь допустимості вібраційного впливу на машину і (або) на її елементи встановлюють у вигляді граничних вібраційних характеристик, перевищення яких призводить до:

- віброзміщення в елементах конструкції;
- інтенсивного накопичення втомних пошкоджень;
- резонансу в конструкції;
- ударного руйнування елементів конструкції;
- зниження утомного ресурсу;
- порушення нормального функціонування;
- втрати жорсткості та стійкості конструкції.

Норми вібрації встановлюють в такій документації:

- у стандартах і технічних умовах на машини масового і серійного виробництва;
- у конструкторській документації на машини разового і дрібносерійного виробництва.

Категорії нормування з метою оцінки якості проектування нормуючі вібрації встановлюють у вигляді допустимої вібраційної характеристики та у вигляді технічно досяжної вібраційної характеристики.

Нормування допустимої вібрації машин. Теорія і практика вивчення і нормування вібрації за критеріями віброміцності та вібростійкості електротехнічного обладнання, приладів, апаратів і механізмів, перш за все енергетичного, авіаційного, залізничного і корабельного обладнання, мають більше 90-річний досвід. Однак, за цей період не були розроблені розрахункові методи визначення допустимої вібрації. Найбільш надійним і простим методом установлення критеріїв допустимості вібрації є статистичне збирання відомостей про неї, розгляд аварій, спричинених нею, а також випадків швидкої відмови механізмів-аналогів. Таким шляхом були розроблені норми і класи низькочастотної вібрації у широкій смузі від 250 Гц до 1000 Гц на турбогенератори, електричні машини, компресори, обладнання газоперекачувальних станцій та інші механізми. За допустимі вібрації роторних машин і механізмів у машинобуду-

ванні та кораблебудуванні прийняті: амплітуди вібрації до 0,10 мм, віброприскорення до 90 дБ. Нормування вібрації машин і механізмів пониженої вібрації виконується на базі досягнутих значень вібрації в аналогах як зниження досягнутих значень на задане значення децибел у певній смузі частот або по всьому спектру вібрації, що нормується.

6.6.2. Стандарти оцінки технічного стану широкого класу машин

При встановленні досяжних вібраційних норм найчастіше використовується стандарт ISO 20816-1:2016. Стандарт може використовуватися для визначення прийнятних рівнів вібрації для різних класів техніки. Таким чином, щоб використовувати цей стандарт, необхідно спочатку класифікувати види машин і вимоги до застосування до них стандарту. Читаючи таблицю 6.3 можна порівняти ступінь небезпеки вібрації для різного класу машин. Стандарт використовує параметр швидкості, середньоквадратичного значення, для позначення ступеня небезпеки. Літери А, В, С та D, як показано в табл. 6.3, класифікують ступінь небезпеки вібрації для стану машини.

Таблиця 6.3

Діапазони інтенсивності вібрації для машин малої потужності (клас I), середньої потужності (клас II), великої потужності (клас III) і турбомашин (клас I)

Діапазон інтенсивності вібрації (ISO 20816-1:2016)		Приклади оцінювання технічного стану для різних класів машин			
In/Sec (PK)	MM/Sec (RMS)	Клас I >20 HP	Клас II 20-100 HP	Клас III >100 HP	Клас IV >1000 HP
0,015	0,28	A	A	A	A
0,025	0,45				
0,039	0,71	B	B	B	B
0,062	1,12				
0,099	1,80	C	C	C	C
0,154	2,80				
0,248	4,50	D	D	D	D
0,392	7,10				
0,617	11,2	D	D	D	D
0,993	18,0				
1,540	28,0	D	D	D	D
2,480	45,0				
3,940	71,0	D	D	D	D

A – добрий; B – допустимий; C – потрібно вжити заходи; D – недопустимий

Клас I. Окремі частини двигунів і машин, нерозривно пов'язані з комплектною машиною в нормальному робочому стані (серійні електродвигуни до 15 кВт є типовими прикладами машин цієї категорії).

Клас II. Машини середнього розміру (зазвичай електродвигуни потужністю 15-75 кВт) без спеціальних фундаментів, жорстко змонтовані двигуни або машини (до 300 кВт) на спеціальні основи.

Клас III. Великі первинні двигуни та інші великі машини з установленими масами, що обертаються, на жорстких і важких фундаментах, які відносно жорсткі щодо вібрації.

Клас IV. Великогабаритні первинні двигуни та інші великі машини з установленими масами, що обертаються, на фундаментах, які відносно м'які в напрямку вимірювання вібрації (наприклад, турбогенераторні установки, особливо з легкими підконструкціями).

Стандарт є базовим документом для розробки посібника з вимірювання та оцінки вібрації машин. Критерії оцінки для машин конкретних типів повинні бути встановлені відповідними окремими стандартами. У табл. 6.3 приведені тільки тимчасові критерії для прикладу, якими можна користуватися у разі відсутності підходящих нормативних документів. За нею можна визначити верхні межі зон від А до С, виражені в СКЗ віброшвидкості (мм/с) для машин різних класів.

Приблизні значення чотирьох зон:

- зона А – в цю зону попадають, як правило, нові машини, які тільки що введені в експлуатацію;
- зона В – машини, які потрапляють в цю зону, зазвичай вважаються придатними для подальшої експлуатації без обмежень;
- зона С – машини, які потрапляють в цю зону, зазвичай розглядаються як непридатні для тривалої безперервної експлуатації. Зазвичай ці машини можуть функціонувати обмежений період часу, поки не з'явиться можливість для проведення ремонтних робіт;
- зона D – рівні вібрації в цій зоні зазвичай розглядають як достатньо серйозні для того, щоб призвести пошкодження машини.

Наведені межі чотирьох зон установлені за результатами міжнародного досвіду проведення досліджень та експлуатації. Дані зони призначені для оцінки вібраційного стану машин і прийняття рішень про необхідні заходи.

У табл. 6.4 відповідно до стандарту ISO 20816-1:2016 представлені діапазони інтенсивності вібрації з еквівалентними значеннями ($V_{\text{еф}}$ в мм/с; $V_{\text{макс}}$ в мм/с та $S_{\text{макс}}$) і класами оцінки технічного стану машин.

Таблиця 6.4

Діапазони інтенсивності вібрації

Ступені віброактивності		Еквівалентні амплітуди вібрації на межах ступенів		Оцінки для окремих груп машин			
Ефективна віброшвидкість $V_{\text{еф}}$, мм/с	Відповідна амплітуда $V_{\text{макс}}$, мм/с	Відповідна амплітуда $S_{\text{макс}}$ при 50 Гц, мм/с	Група К	Група М	Група G	Група Т	
0,28	0,4	1,25	добрий стан	добрий стан	добрий стан	добрий стан	
0,45	0,63	2					
0,71	1,0	3,15					
1,12	1,6	5	допустимий стан	допустимий стан	допустимий стан	допустимий стан	
1,8	2,5	8					
2,8	4,0	12,5	треба вжити заходи	треба вжити заходи	допустимий стан	допустимий стан	
4,5	6,3	20					
7,1	10	31,5	недопустимий стан	недопустимий стан	треба вжити заходи	треба вжити заходи	
11,2	16	50					
18	25	80					
28	40	125					
45	63	200					

У стандарті ISO 20816-1:2016 встановлено, що аналогічні машини, згруповані за величиною потужності на осі, створюють механічні коливання з подібними або однаковими рівнями швидкості в широкій смузі частот від 10 Гц до 1 кГц. У 80-і роки минулого століття у всіх промислово розвинутих країнах були введені національні стандарти, пристосовані до вібраційного діагностування конкретних типів машин за чотирма класами якості.

Числові значення меж згаданих зон у табл. 6.4 не призначені бути технічними умовами під час приймальних випробувань. Вони є предметом узгодження між виробником і споживачем. Однак, дані межі можуть слугувати посібником, щоб уникнути надмірно завищених і нереалістичних вимог. У певних випадках для машин деяких типів можуть бути встановлені особливості, які потребують зміни значень меж зон (у більший чи менший бік). Тоді виробнику машин, як правило, слід пояснити причину даних змін і, зокрема, підтвердити, що машину не слід піддавати небезпеці, експлуатуючи при більш високих рівнях вібрації.

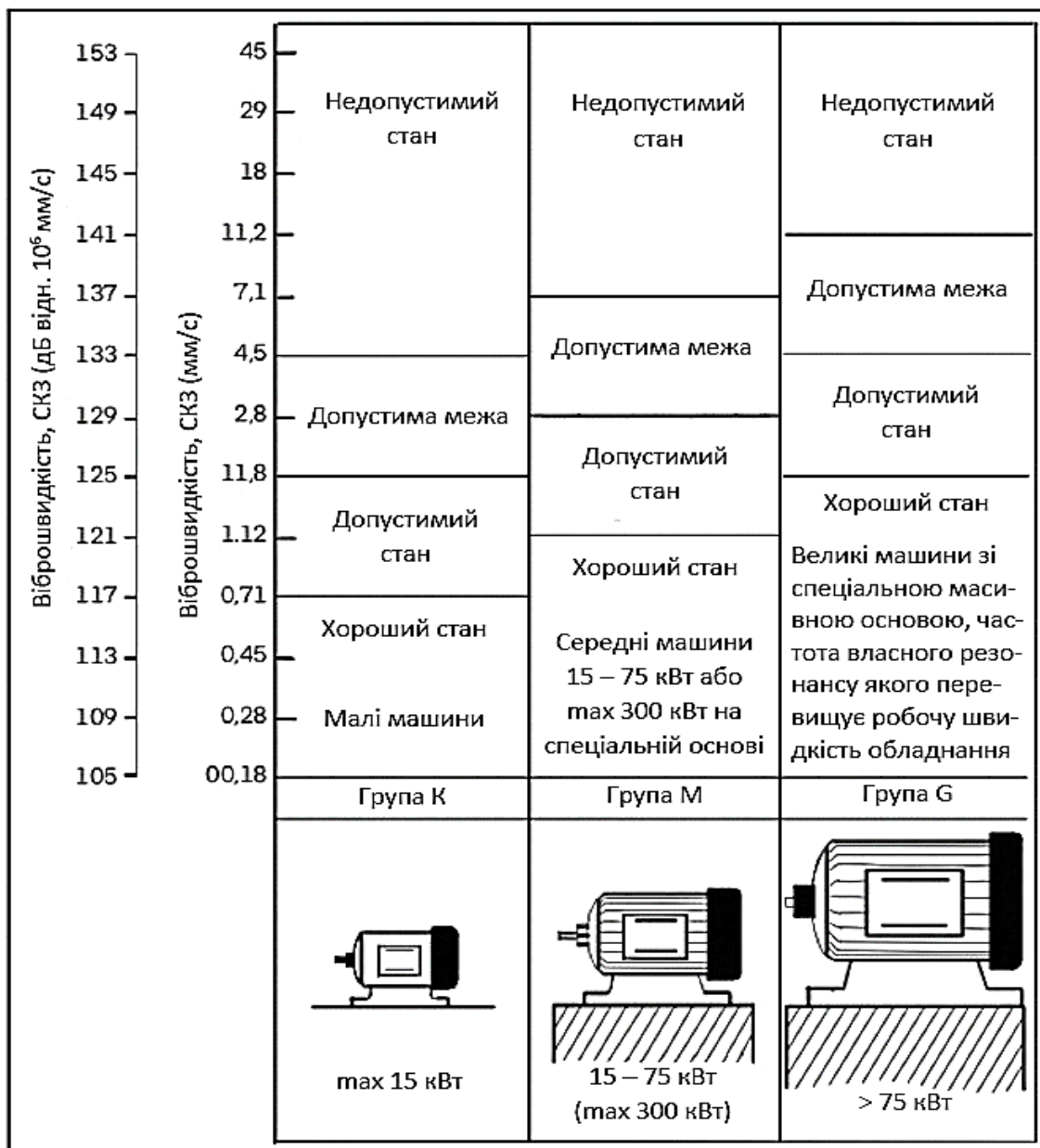


Рис. 6.8. Класифікація машин за рівнем механічних коливань

Вібрація конкретної машини залежить від її розмірів, динамічних характеристик деталей, що вібрують, способу кріплення і маси, режимів роботи, швидкості та навантаження. При виборі зон допустимої вібрації машини необхідно враховувати також умови експлуатації, які впливають на її вібраційний стан. Тому при виборі діапазону допустимої вібрації для різних машин (табл. 6.4, 6.6, рис. 6.8) необхідно враховувати різні цілі й обставини. Наприклад, інтенсивність вібрації, яка належить до діапазону "н«допустимий" »бо "д«пустимий",»може змінюватися залежно від того, контролюються гіроскопи чи вентилятори (табл. 6.4, 6.6).

ри встановленні прийнятних рівнів вібрації, стану обладнання, досвіду та експлуатаційних факторів необхідно враховувати безпеку, час простою і економічні втрати внаслідок виходу машини з експлуатації. Тому стандарти служать лише індикатором стану машини і не завжди є підставою для її вилучення з експлуатації.

Широке використання віброакустичних методів діагностики машинного обладнання у багатьох галузях техніки створило інженерне уявлення про те, що машини, які не успішно проходять віброакустичне тестування та не підлягають вібраційному діагностуванню, розглядаються як неконкурентоспроможні вироби або вироби із низьким рівнем технічного проектування.

6.6.3. Стандарти на норми проектної вібрації електричних машин

Електричні машини широко застосовуються в електромеханічних передачах транспортних машин. Стандарт ГОСТ 20815-93 розповсюджується на електричні машини, що обертаються, з висотою осі обертання більше 355 мм, номінальною потужністю до 12,5 МВт і номінальною частотою обертання 100-3600 мин^{-1} . Стандарт установлює методи вимірювання і допустимі значення власної вібрації електричних машин при приймальних, приймально-здавальних, кваліфікаційних, періодичних і типових випробуваннях на стенді заводу-виробника.

За нормовані параметри оцінки вібрації електричних машин залежно від частоти обертання встановлюють:

- СКЗ віброшвидкості в діапазоні частот від 10 Гц до 1000 Гц, мм/с ;
- пікове значення зміщення, мкм .

Вібрація вимірюється на кожній опорі підшипників у трьох взаємно перпендикулярних напрямках у точках якомога ближче до осі обертання (табл. 6.5).

Для осьової складової вібрації підшипників, що не є упорними, допускається $v_e = 4,5 \text{ мм/с}$.

Пікове значення віброзміщення опор підшипників електричних машин з частотою обертання менше 600 хв^{-1} не повинне перевищувати 50 мкм .

Допустиме значення віброшвидкості сердечника статора електричних машин змінного струму не повинне перевищувати 4,5 мм/с .

Стандарти ISO 2373-87 і ГОСТ 16921-83 встановлюють допустимі значення вібрації, створюваної електричними машинами масою від 0,5 до 20000 Н з робочою частотою обертання від 600 до 12000 хв^{-1} без механічного з'єднання з пружними машинами або агрегатами, для оцінювання її при випробуваннях на підприємстві-виробнику.

**Межі допустимих значень віброшвидкості опор підшипників
для різних способів встановлення і частот обертання машин**

Частота обертання, хв ⁻¹	Середнє квадратичне значення віброшвидкості v_e , мм/с	
	Спосіб встановлення	
	Пружна підвіска	Жорстке закріплення
Від 600 до 1800	2,8	2,8
Більше 1800 до 3600	4,5	2,8

За оцінюваний параметр вібрації, створюваної електричною машиною, приймають в діапазоні від робочої частоти обертання до 2000 Гц.

Для оцінки вібрації електричних машин установлюють такі класи:

- для класу вібрації 0,28 максимально допустиме значення $V_{\text{макс}} = 0,28$ мм/с;
- для класу вібрації 0,45, $V_{\text{макс}} = 0,45$ мм/с;
- для класу вібрації 0,71, $V_{\text{макс}} = 0,71$ мм/с;
- для класу вібрації 1,12, $V_{\text{макс}} = 1,12$ мм/с;
- для класу вібрації 1,8, $V_{\text{макс}} = 1,8$ мм/с;
- для класу вібрації 2,8, $V_{\text{макс}} = 2,8$ мм/с;
- для класу вібрації 4,5, $V_{\text{макс}} = 4,5$ мм/с;
- для класу вібрації 7,1, $V_{\text{макс}} = 7,1$ мм/с.

Клас вібрації електричних машин або більш жорсткі вимоги, ніж 0,28 мм/с допускаються за окремими замовленнями.

Залежно від вимог щодо вібрації електричні машини поділяються на три категорії: нормальні N, з пониженою вібрацією R та з особливо жорсткими вимогами щодо вібрації S (табл. 6.6).

Таблиця 6.6

Допустимі вібрації машин з двома способами встановлення

Категорія машини	Номинальна частота обертання, хв ⁻¹	Максимальні середні квадратичні значення віброшвидкості машин, мм/с, для висот осі Н мм, установленій у вільно підвішеному стані				
		Від 66 до 71 мм включно	Від 80 до 132 мм включно	Більше 132 до 225 мм включно	Більше 225 до 400 мм включно	У жорстко закріпленому стані, Н > 400
N	Від 600 до 1800,	1,12	1,8	2,8	4,5	2,8
	від 1800 до 6000	1,12	1,8	2,8	4,5	2,8
R	До 1800 включно	0,71	0,71	1,12	1,8	-
	Більше 1800 до 6000 включно	0,71	1,12	1,8	2,8	-
S	До 1800 включно	0,45	0,45	0,71	1,12	-
	Більше 1800 до 6000 включно	0,45	0,71	1,12	1,8	-

Співвідношення між логарифмічними рівнями віброшвидкості (дБ) та її значеннями (мм/с) наведені в табл. 6.7.

Для однотипних машин допустимі вібрації при переході від категорії N до R або від R до S приймають жорсткішими не менше, ніж на клас.

Категорію N, R або S і клас вібрації електричної машини вибирає конструктор і замовник з урахуванням призначення машини, експлуатаційних вимог і конструктивних особливостей згідно з таблицею.

Контроль вібрації цих машин повинен проводитися при пружній установці. Параметри вібрації електричних машин повинні вимірюватися при періодичних, типових і приймально-здавальних випробуваннях на підприємствах-виробниках згідно з програмою випробувань і на кількості зразків, встановлених у стандартах або технічних умовах на машину.

Для електричних машин спеціального призначення загальні вказівки та рекомендації щодо вибору класів вібрації подані в табл. 6.8.

Таблиця 6.7

Співвідношення між логарифмічними рівнями віброшвидкості (дБ) та її значеннями (мм/с)

дБ	мм/с	дБ	мм/с	дБ	мм/с
60	$5,00 \times 10^{-2}$	84	$7,93 \times 10^{-1}$	108	$1,26 \times 10$
61	$5,61 \times 10^{-2}$	85	$8,89 \times 10^{-1}$	109	$1,41 \times 10$
62	$6,30 \times 10^{-2}$	86	$9,98 \times 10^{-1}$	110	$1,58 \times 10$
63	$7,07 \times 10^{-2}$	87	1,12	111	$1,77 \times 10$
64	$7,93 \times 10^{-2}$	88	1,26	112	$1,99 \times 10$
65	$8,89 \times 10^{-2}$	89	1,41	113	$2,23 \times 10$
66	$9,98 \times 10^{-2}$	90	1,58	114	$2,51 \times 10$
67	$1,12 \times 10^{-1}$	91	1,77	115	$2,81 \times 10$
68	$1,26 \times 10^{-1}$	92	1,99	116	$3,16 \times 10$
69	$1,41 \times 10^{-1}$	93	2,23	117	$3,54 \times 10$
70	$1,58 \times 10^{-1}$	94	2,51	118	$3,97 \times 10$
71	$1,77 \times 10^{-1}$	95	2,80	119	$4,46 \times 10$
72	$1,99 \times 10^{-1}$	96	3,16	120	$5,00 \times 10$
73	$2,23 \times 10^{-1}$	97	3,54	121	$5,61 \times 10$
74	$2,51 \times 10^{-1}$	98	3,97	122	$6,30 \times 10$
75	$2,81 \times 10^{-1}$	99	4,5	123	$7,07 \times 10$
76	$3,16 \times 10^{-1}$	100	5,00	124	$7,93 \times 10$
77	$3,54 \times 10^{-1}$	101	5,61	125	$8,89 \times 10$
78	$3,97 \times 10^{-1}$	102	6,30	126	$9,98 \times 10$
79	$4,46 \times 10^{-1}$	103	7,07	127	$1,12 \times 10^2$
80	$5,00 \times 10^{-1}$	104	7,93	128	$1,26 \times 10^2$
81	$5,61 \times 10^{-1}$	105	8,89	129	$1,41 \times 10^2$
82	$6,30 \times 10^{-1}$	106	9,98	130	$1,58 \times 10^2$
83	$7,07 \times 10^{-1}$	107	$1,12 \times 10$	-	-

Таблиця 6.8

Рекомендації щодо вибору класу вібрації

Категорія машини	Клас вібрації для машин з висотою осі обертання			
	до 71 мм включно	від 80 до 132 мм включно	від 132 до 225 мм включно	більше 225 мм
N	1,12	1,8	2,8	4,5
R	0,71	1,12	1,8	2,8
S	0,45	0,71	1,12	1,9

У технічно обґрунтованих випадках, за узгодженням між замовником і підприємством-виробником, допускається випуск електричних машин спеціального призначення без висування вимог щодо створюваної ними вібрації, з відповідною вказівкою в стандартах або технічних умовах на ці машини.

Класи вібрації в табл. 6.8 наведені для пружної установки машин. У разі необхідності використовувати жорстку установку для машин з висотою осі обертання більше 400 мм клас вібрації – не гірше 2,8.

6.6.4. Стандарти на норми вібрації зубчастих передач

Стандарт ISO 8579-2-92 "Вібрація. Контроль вібраційного стану зубчастих механізмів при прийманні" застосовується тільки під час випробувань у процесі приймання, які проводяться на спеціальному обладнанні виробника в номінальних режимах експлуатації, передбачених конструкцією цих механізмів. Стандарт не застосовується до вбудованих цих механізмів у машинні комплекси та агрегати.

При визначенні та контролі класу вібрації зубчастих механізмів використовують два типи вимірювань: вимірювання вібрації валу і вимірювання вібрації корпусу. Загальні вимоги до проведення вимірювань вібрації корпусу встановлені стандартом ISO 10816-1, а вимірювання вібрації валу – стандартом ISO 7919-1-92. Оцінка класів вібрації здійснюється відповідно до рис. 6.9, 6.10.

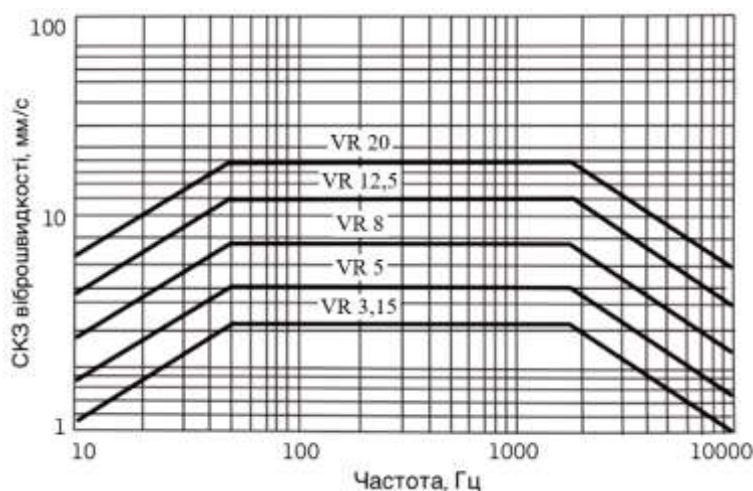


Рис. 6.9. Криві класів для вібрації корпусу зубчастих механізмів (ISO 8579-2-92)

Примітка. Позначення класу (число VR) дорівнює значенню віброшвидкості відповідної кривої в діапазоні частот від 45 до 1590 Гц. Нижче 45 Гц і вище за 1590 Гц крива спадає зі швидкістю 14 дБ на декаду.

Діапазон частот для вимірювання вібрації корпусу при використанні стаціонарно встановлених пристроїв вимірювання прискорення повинен бути від 10 Гц до 10 кГц і більше, або, принаймні, має включати в себе смугу частот від частоти обертання вала до частоти зубчастого зачеплення. Для оцінки класу вібрації за наведеними кривими, необхідно використовувати апаратуру частотного аналізу вібрації. При цьому порівняння параметрів вібрації з кривими, наведеними на рисунках 6.9 і 6.10, допускається тільки в тому разі, якщо дане обладнання має роздільну здатність, достатню для розділення сусідніх частотних компонентів (дискретних піків).

Діапазон частот вимірювання вібрації валу складає від 0 до 500 Гц.

Вібрацію корпусу слід вимірювати на підшипниках або ділянках корпусу, жорстко з ними зв'язаними в радіально-горизонтальному і радіально-вертикальному напрямках.

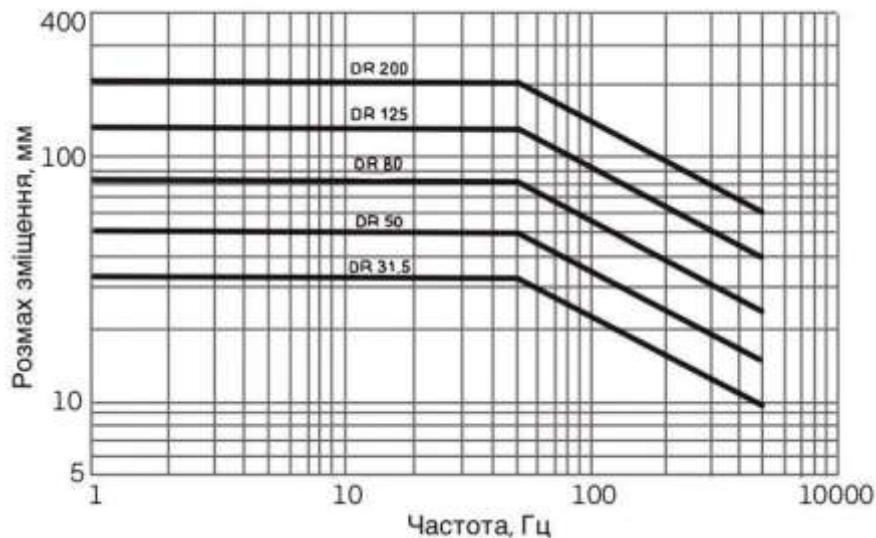


Рис. 6.10. Криві класів вібрації для вібрації валу зубчастих механізмів за стандартом ISO 8579-2-99

Примітка. Позначення класу (число DR) дорівнює значенню віброзміщення відповідної кривої в діапазоні частот від 0 до 50 Гц. Вище за 50 Гц крива спадає зі швидкістю 10 дБ на декаду.

Умови випробувань:

- випробувані зубчасті механізми повинні бути з'єднані так само, як при експлуатації з приводом і вузлом навантаження;
- механізм слід випробувати на його робочій швидкості або, якщо він призначений для експлуатації зі змінною швидкістю, на середній швидкості діапазону швидкостей обертання валів;
- напрямок обертання валу при випробуваннях повинен відповідати призначенню передачі. Якщо вал при експлуатації може обертатися у двох напрямках, випробування проводять для кожного напрямку обертання окремо;
- випробування слід проводити без навантаження або з невеликим навантаженням, що забезпечує стабільну роботу механізму.

Клас вібрації для механізму в цілому визначають за обвідною спектра найбільшої вібрації за всіма точками вимірювань. Він визначається кривою рис. 6.9, усі точки якої будуть вище за цю обвідну. Позначення класу (VR) на рис. 6.9 дорівнює значенню віброшвидкості за відповідною кривою в діапазоні від 45 Гц до 1590 Гц. Як було зазначено у примітці до рис. 6.9, нижче 45 Гц і вище 1590 Гц це значення падає зі швидкістю 14 дБ на декаду.

Розмах віброзміщення, валу може бути класифікований у відповідності до рис. 6.10. Клас вібрації для механізму в цілому визначають за найбільшою вібрацією за всіма вимірюваннями вібрації валу.

У додатку до стандарту ISO 8579-2-99 (рис. 6.11) наведені орієнтовні рівні вібрації для визначення класу вібрації механізмів перерахованих далі.

Клас 1 – кораблі ВМФ і т. п.

Клас 2 – високошвидкісні приводи (більше 3600 хв⁻¹) і т. п.

Клас 3 – промислові механізми, судна торгового флоту і т. п.

Клас 4 – прокатні стани і т. п.

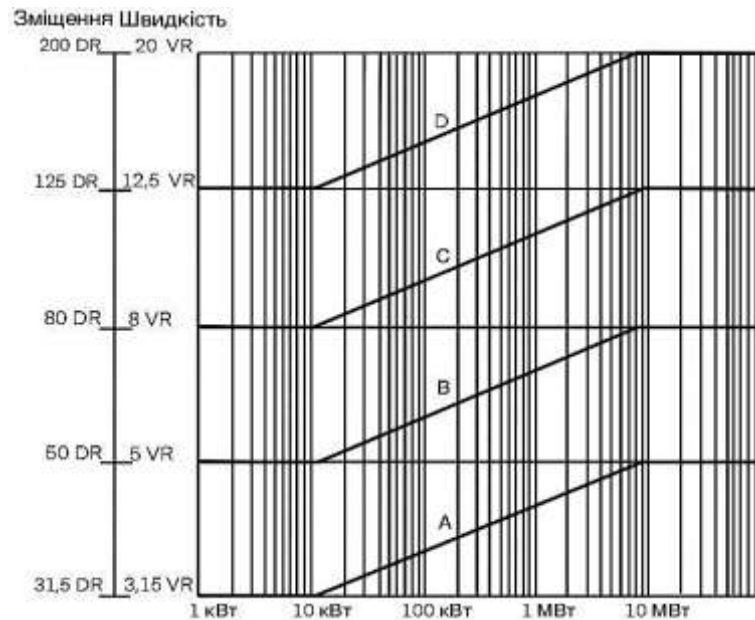


Рис. 6.11. Орієнтовні класи вібрації зубчастих передач

Приклад. Клас вібрації для приводів машин загального промислового призначення або двигунів торгових суден, призначених для передачі потужності 3700 кВт на максимальній швидкості обертання 1500 хв^{-1} , може бути вибраний таким чином. На рис. 6.11 точка перетину для значення 3700 кВт (3,7 МВт) і кривою C лежить трохи нижче рівня класів DR 125 та VR 12,5, тому для економічного приводу приймальне значення може відповідати класам DR 125 або VR 12,5. Однак, для того, щоб мати деякий запас надійності, як приймальний рівень слід вибирати клас DR 80 або VR 8.

6.6.5. Норми вібрації (шумності) підшипників кочення

Вібраційні характеристики підшипників визначаються точністю і типом підшипника. Класи точності для підшипників кочення визначаються міжнародними стандартами ISO. Міжнародною організацією зі стандартизації було розроблено низку документів, таких як ISO 492, ISO 199 і інші, які описують класи точності для підшипників кочення. Для найбільш поширених радіальних підшипників, які використовуються в техніці, існує п'ять ґрадацій точності в порядку зростання: нормальний клас, клас 6, клас 5, клас 4 і клас 2.

Норми шумності для підшипників передбачені відповідними нормативами, а також спеціальними технічними умовами. Підшипники, які відповідають цим нормам, отримують додаткове позначення, яке складається з літери "Ш« » цифрового індексу (наприклад, Ш1, Ш2, Ш3 і т. д.). Зі зростанням цифрового індексу вимоги до підшипника за шумом у роботі стають більш строгими.

Позначення цих спеціальних вимог додається до основного умовного позначення підшипника, після вказівки про конструктивні відмінності (якщо такі є), матеріал сепаратора, кільця і т. д.

Наприклад, підшипник може позначатися: 5-8322Ш1, де 5 – клас точності упорного одинарного кулькового підшипника 8322, Ш1 – норма шумності.

Шумність підшипників кочення за міжнародними стандартами позначається так:

- С6 - –онижений (нижче стандартного) рівень вібрації (це не позначається), наприклад, 6304 С6;
- С06 - –е більше знижений рівень вібрації, наприклад, 6205 С06;
- С66 - –е більший знижений рівень вібрації, наприклад, 6205 С66.

Конкретні значення для С06 і С66 визначаються на підставі угоди між замовником і постачальником.

Примітка. Підшипники класу точності Р5 і точніше мають рівень вібрації (шуму) С6.

Підшипникові вузли передають усі силові впливи від деталей, що обертаються, і самі по собі є джерелами виникнення періодичних і неперіодичних динамічних і вібраційних впливів у широкому діапазоні частот (підрозділ 2.5.6).

Отримувані вібраційні характеристики підшипникових вузлів машин залежать від типу підшипника, конструкції його опорних елементів, вимірювальної апаратури та методів обробки результатів. Усі ці чинники повинні бути добре вивчені, і тільки в цьому разі може бути розроблений об'єктивний метод оцінювання стану підшипників. Вибір підходящого методу вимагає спеціальних знань щодо методів дослідження, а також механізмів, до яких їх застосовують.

Вимірювання вібрації підшипників кочення виконують за віброприскоренням, а також за вимірюванням віброшвидкості та віброприскорення у логарифмічних рівнях величин (дБ). Частотний діапазон указаний у табл. 6.9.

Таблиця 6.9

Діапазони частот

Частота обертання, с ⁻¹ (хв ⁻¹)	Смуга частот					
	низьких (L) ^{a)}		середніх (M) ^{a)}		високих (H) ^{a)}	
	Гранична частота, Гц					
	нижня	верхня	нижня	верхня	нижня	верхня
Від 14,7 (882) до 15,15 (909)	25	150	150	900	900	5000
Від 29,4 (1764) до 30,3 (1818)	50	300	300	1800	1800	10000

^{a)}Для частоти обертання відмінної від номінальної 900 хв⁻¹ або 1800⁻¹, смуги частот повинні бути скориговані пропорційно частоті обертання. На практиці частоти нижче 20 Гц або вище 10 кГц не слід застосовувати, за винятком тих випадків, коли це узгоджено між виробником і споживачем.

Як альтернативний або додатковий варіант застосовують октавний, трьохоктавний або вузькосмуговий спектральний аналіз вібрації.

При виборі типу підшипника необхідно враховувати, що рівень вібрації роликів підшипників вищий, ніж у кулькових на 5 дБ і більше. Таке саме значення складає перевищення рівнів вібрації підшипників важкої серії порівняно з підшипниками середньої серії. Зниження рівнів вібрації відбувається і у підшипників більш високого класу точності (1-2 дБ при переході в наступний клас) і для однорядних підшипників порівняно з дворядними (рис. 6.12).

На шумність кулькових і роликів підшипників впливають такі конструктивні фактори, як розміри підшипника, діаметр і форма тіл кочення, клас точності виготовлення, початковий радіальний зазор, конструкція і матеріал кілець і сепаратора, характер змащування, частота обертання.

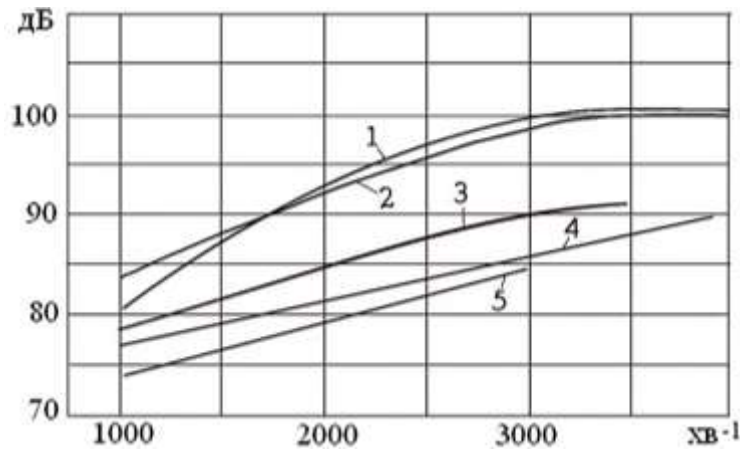


Рис. 6.12. Вплив розмірів і типу підшипника на його шумність:

1 – роликовий 32310; 2 – сферичний дворядний 1310;

3, 4, 5 – радіальні кулькові 310, 307, 306

Зі збільшенням номінального внутрішнього діаметра підшипника шум і вібрація зростають за лінійним законом приблизно на 1-2 дБ на одиницю номера, що визначає типорозмір підшипника. Рівні шуму і вібрації роликових підшипників на 1-3 дБ більші кулькопідшипників таких самих розмірів. Оптимальне значення радіального зазору в підшипниках складає 1020 мкм.

6.7. Нормування вібрації згідно зі стандартами

Нормування вібрації машини рекомендується виконувати в такій послідовності (табл. 6.1):

- вибір об'єктів нормування;
- вибір критеріїв нормування;
- вибір методу нормування;
- вибір параметрів, які нормують;
- розробка програми випробувань і (або) методів визначення вібраційних характеристик;
- визначення граничних значень вібраційних характеристик, робочої смуги частот і резонансних характеристик;
- регламентація технічних норм вібрації машин і науково-технічної документації.

Згідно зі стандартом РД 50-638-87 рівень якості машин за параметрами вібрації визначають положенням значень цих параметрів відносно встановленої технічної норми й оцінюють за такими показниками:

- P – показник надійності забезпечення норми;
- δ – показник запасу контрольованого параметра відносно норми;
- h – показник рівня контрольованого параметра відносно норми.

Показник надійності забезпечення норми P дорівнює ймовірності того, що значення контрольованого параметра відповідають нормі:

$$P = P(L < TH),$$

де L – значення контрольованого параметра вібрації; TH – технічна норма.

Показник запасу контрольованого параметра відносно норми δ дорівнює

різниці між нормою та найбільшим значенням контрольованого параметра вібрації:

$$\delta = N - L_{\max},$$

де L_{\max} – найбільше значення контрольованого параметра вібрації.

Показник h дорівнює відношенню запасу значень контрольованого параметра до інтервалу розсіювання значень контрольованого параметру:

$$h = \frac{\delta}{L_{\max} - L_{\min}},$$

де L_{\min} – найменше значення контрольованого параметру вібрації.

Для визначення технічних норм вібрації конкретних машин розрахунково-експериментальним методом можуть бути використані формули наведеної в (6.4) структури (в логарифмічних рівнях):

$$TH = L_H + \Delta \pm K, \quad (6.4)$$

де TH – технічна норма вібрації машини, дБ (при спектральній формі – для кожної i -ї частотної смуги TH_i та точки контролю вібрації); L_H – норма вібрації об'єкта впливу при вибраному критерії нормування; Δ – поправка на різницю показників TH і N , що приводить їх до єдиних величин; K – сумарна поправка на різницю правил нормування й умов функціонування машин та об'єктів впливу вібрації (наприклад, передаточної функції середовища від машини до робочого місця оператора, застосованих засобів віброзахисту і т. п.).

Необхідні технічні та метрологічні характеристики і вимоги до засобів випробувань та вимірювань повинні встановлюватися в галузі з урахуванням стандартів державних стандартів та галузевої нормативно-технічної документації (НТД).

Статистично достовірні результати вимірювань вібрації зразка машини отримують обробкою результатів вимірювань, що забезпечують довірчий інтервал і довірку ймовірність, встановлені в НТД на методи контрольних випробувань конкретних машин.

У разі відсутності таких показників при дослідницьких роботах слід забезпечувати довірчий інтервал не більше +3 дБ при довірчій ймовірності не менше 0,95.

Мінімальна кількість спостережень повинна бути не менше трьох. Результатом вимірювань нормованих параметрів вібраційних характеристик для кожного зразка машини є середнє та середнє квадратичне значення результатів спостережень.

Верхню межу контрольованого параметра L за результатами випробувань вибірки машин визначають за формулою:

$$L = \bar{L} + k \cdot S, \quad (6.5)$$

де \bar{L} – вибіркоче середнє арифметичне значення контрольованого параметра; S – вибіркоче середнє квадратичне відхилення контрольованого параметра вібрації; k – число, що характеризує ймовірність знаходження параметра вібрації

нижче граничного значення (рекомендується $k=2$).

При спектральному аналізі за допомогою аналізатора СКЗ параметрів вібрації визначають шляхом вибору відповідного часу усереднення за ансамблем реалізацій.

При використанні інших засобів вимірювань за результати приймають СКЗ параметрів вібрації або їх логарифмічні рівні.

При інтегральному оцінюванні за частотою і якістю результату вимірювання приймають кориговане значення контрольованого параметра вібрації, виміряне за допомогою фільтрів або обчислене за ДСТУ ГОСТ 12.1.012:2008. Результати вимірювань вібрації оформляють протоколом, форму і зміст якого встановлюють у галузевій НТД з урахуванням специфіки машин, що випускаються.

Правила нормування. Попередні роботи з нормування вібрації проводять згідно з (6.5).

На основі аналізу результатів випробувань (розрахунків) виявляють в елементах машини граничні рівні вібрації, які призводять до передчасних відмов, порушення віброміцності, вібростійкості, шкідливо впливають на людину або довкілля.

Для елементів, що підлягають оцінці у межах вібрації, визначається гранично допустима вібраційна характеристика в обраному діапазоні частот як стандарт.

Для створення представницького значення вібраційної характеристики використовуються статистично достовірні результати вимірювань нормованих показників вібрації, які отримуються шляхом випробувань окремих екземплярів машин або об'єктів нормування, або з вибірки зразків.

У випадку машин індивідуального виробництва результатною вібраційною характеристикою (ВХ) є максимальне значення, одержане серед випробуваних зразків після перевірки на відсутність помилкових результатів.

У виробництві серійних і масових машин результатною вібраційною характеристикою ВХ є верхня межа контрольованого параметра, яка визначається на основі результатів випробувань вибіркової кількості машин.

При спектральному представленні результатним значенням є обвідна спектрів усіх випробуваних машин або верхні межі.

При встановленні ВХ у вигляді спектра контрольованого параметра у вибраній смузі частот, розділеній на вузькі смуги, верхні межі контрольованого параметра визначають для кожної з цих смуг.

Для машин, що мають аналоги, встановлюють ВХ категорії А, В і С шляхом порівняння з ВХ кращих виробів-аналогів.

Для машин, що не мають аналогів, установлюють ВХ категорії В і С шляхом порівняння розрахункової та фактичної ВХ.

Нормативні значення ВХ і методи їх контролю вказують в НТД на конкретні машини, а для груп однорідної продукції, на які можуть бути встановлені єдині ВХ, в окремих стандартах.

Установлення й обґрунтування значень ВХ і методів їх контролю для внесення в НТД повинні проводити розробники машин у відповідності до вимог робочих документів і державних стандартів.

Нормативні значення ВХ, що вносяться у вигляді допустимої ВХ обґрунтовують результатами випробувань.

Нормативні значення ВХ, що вносяться у вигляді технічно досяжних ВХ устанавлюють на обмежений термін дії НТД і періодично переглядають технічно досяжних ВХ.

Внесення технічно досяжних ВХ повинне бути обґрунтоване:

- результатами випробувань і вимірювань ВХ;
- таблицею порівняння ВХ кращих аналогічних вітчизняних і зарубіжних машин;
- аналізом методів і засобів зниження вібрації, що застосовані в машинах даного типу і використані в об'єкті нормування;
- планом заходів щодо зниження вібрації за час дії НТД;
- рекомендаціями щодо забезпечення дотримання нормативів вібрації, встановлених для об'єкта впливу (наприклад, санітарних норм вібрації для умов праці людини-оператора).

Перегляд норм. Для обліку вдосконалення виробництва та змін в умовах експлуатації машин норми (ВХ) повинні періодично переглядатися.

Норми переглядають у разі зміни конструкції, умов виробництва й експлуатації машин.

При незмінних умовах виробництва й експлуатації норми переглядають у разі досягнення більш високого і стабільного рівня якості машини.

Основними методами визначення технічних норм вібрації виготовлених зразків машин є статистичні й експериментальні методи.

Визначення допустимих значень ВХ машин експериментальним методом проводять під час дослідницьких випробувань (експлуатаційних, полігонних, стендових і лабораторних). Допускається використовувати результати визначальних і контрольних випробувань (приймально-здавальних – для машин одного і дрібносерійного виробництва), а також випробувань на надійність.

Для машин конкретного типу розробляють приймальні випробування для типових умов експлуатації. Типові умови випробувань повинні відтворювати або імітувати умови експлуатації з урахуванням таких чинників:

- найбільш несприятливих вібраційних навантажень машини на об'єкт впливу;
- найбільш розповсюджених (за часом і кількістю випадків) умов застосування машини, передбачених її призначенням;
- устанавлених технічною документацією на машину умов контрольних випробувань;
- зафіксованих динамічних характеристик роботи машини, що дають можливість оцінити ВХ (експериментально або теоретично) в інших умовах експлуатації.

Вібраційні приймальні випробування з урахуванням специфіки конкретних машин встановлюють:

- умови, місце й особливості проведення випробувань;
- технічний стан машини (комплектність, вид змащування, обкатку або попереднє припрацювання, варійований тиск у гідро- і (або) пневмосистемах і вузлах тощо);
- вказівки щодо застосування засобів випробувань і вимірювання вібрації;
- методики і режими випробувань;

- місця (точки) вимірювання вібрації;
- вимірювані параметри і допуски на них;
- кількість і напрямки вимірювань.

Приймальні випробування розробляють у порядку, що встановлений у галузі.

При проведенні випробувань машини з високим рівнем вібрації рекомендується досліджувати її резонансні характеристики в робочому діапазоні частот. Резонансні характеристики слід вважати допустимими, якщо при випробуванні на вібростійкість і після випробувань на віброміцність машина виконує свої функції і не має пошкоджень. Результати випробувань приймають задовільними, якщо в зоні резонансу максимальні значення контрольованих параметрів вібрації зростають не більше, ніж удвічі.

6.8. Методологія вибору точок та параметрів вимірювання вібрації

На рис. 3.11, 3.12, 3.13 один і той самий вібраційний сигнал представлений у вигляді віброзміщення, віброшвидкості та віброприскорення.

Графік віброзміщення аналізувати на високих частотах дуже важко, зате високі частоти добре видно на графіку прискорення. Крива швидкості найбільш рівномірна за частотою серед цих трьох. Це типово для більшості роторних машин, однак, в деяких ситуаціях найбільш рівномірними є криві зміщення або прискорення.

Найкраще вибирати такі одиниці вимірювання, для яких частотна крива виглядає найбільш плоскою: тим самим забезпечується максимум візуальної інформації для спостерігача.

Для діагностики машин найчастіше застосовують віброшвидкість.

Величини віброшвидкості та віброприскорення пов'язані з віброзміщенням такими рівняннями:

$$V_v = z_v \cdot \omega_d \cdot \frac{\cos(\omega_d \cdot t)}{\sin(\omega_d \cdot t)}; \quad (6.6)$$

$$a_v = -z_v \cdot \omega^2. \quad (6.7)$$

З наведених рівнянь видно, що швидкість пропорційна зміщенню, помноженому на частоту, а прискорення – зміщенню, помноженому на квадрат частоти. Це означає, що великі зміщення на високих частотах повинні супроводжуватися дуже великими швидкостями і надзвичайно великими прискореннями.

Наприклад, для віброуючого об'єкта, який має амплітудне зміщення $A_v=1$ мм з частотою $\nu_v=10$ Гц, максимальна швидкість такого коливання дорівнює $V_{v,max}=A_v \cdot \omega_v$, тобто амплітуді A_v , помноженій на кругову частоту ω_v .

Переходячи до частоти коливань ν_v , отримуємо $V_{v,max}=A_v \cdot 2 \cdot \pi \cdot \nu_v$:

$$V_{v,max}=1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 10=62,8 \text{ мм/с} \approx 0,063 \text{ м/с.}$$

Максимальне прискорення дорівнює $a_{v,max}=A_v \cdot \omega_v^2$, тобто амплітуді A_v , помноженій на квадрат кругової частоти ω_v , або:

$$a_{v,max}=A_v \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot \nu_v^2;$$

$$a_{e,max} = 1 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 10^2 = 3947,842 \text{ мм/с}^2 \approx 3,95 \text{ м/с}^2.$$

Прискорення вільного падіння g дорівнює $9,81 \text{ м/с}^2$, тому в одиницях g отримане за попередньою формулою прискорення приблизно дорівнює:

$$a_{e,gmax} = 3,95/9,81 \approx 0,4g.$$

Якщо збільшити частоту вимушених коливань тіла до 100 Гц , то:

$$V_{e,max} = 1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 100 = 628,3 \text{ мм/с} \approx 0,63 \text{ м/с};$$

$$a_{e,max} = 1 \cdot 4 \cdot \pi^2 \cdot 100^2 = 394784,18 \text{ мм/с}^2 \approx 394,784 \text{ м/с}^2 \approx 40,24g.$$

Таким чином, бачимо, що високі частоти не можуть супроводжуватися великими зміщеннями, оскільки величезні прискорення, які виникають у цьому разі, призведуть до руйнування технічного пристрою.

Рекомендації щодо вимірювання вібрації машин наведені в стандартах. Контроль стану енергомеханічного обладнання за результатами вимірювань приймальної вібрації (віброшвидкості та віброзміщення) на деталях, що не обертаються, наведено в ISO 10816, валів, що обертаються, – в ISO 1912, а контроль вібраційного стану зубчастих механізмів на корпусі – в ISO 8572.

Методи вимірювання вібраційних характеристик машин при встановленні технічних норм вібрації повинні відповідати ДСТУ.

Визначення вібраційних характеристик проводиться на режимі, який вже встановився, тобто на робочому навантаженні. Стан машини, який відповідає встановленому режиму роботи, визначається відповідно до інструкції з експлуатації. У окремих випадках (з узгодженням із замовником) може бути дозволено проведення випробувань машин на інших робочих режимах, що визначається в процедурі приймальних випробувань.

Вимірювання вібраційних характеристик виконуються в точках, для яких встановлені технічні норми. Рівні вібрації вимірюються у вибраному діапазоні частот. Спектральні складові вимірюються у третьоктавних смугах із середньогеометричними частотами згідно з ДСТУ. Діапазон частот вибирається від мінімальної частоти основного коливального процесу машини (при нормуванні внутрішньої вібрації) або від мінімальної частоти шкідливого впливу зовнішньої вібрації до граничної частоти. Вибір граничної частоти залежить від рівня пошкоджувального впливу вібрації, функціонального призначення і умов експлуатації.

Точки вимірювання обираються в місцях, де спостерігається максимальна вібрація (це може бути визначено розрахунковими методами або за результатами вимірювань аналогічних машин), або в безпосередній близькості від основних джерел вібрації, таких як підшипники, робочі циліндри і т. д. На робочих місцях (зонах, елементах конструкції) контрольні точки вибирають у місцях контакту людини-оператора з віброуючою поверхнею. Кількість точок вимірювання вібрації вибирають залежно від призначення, конструкції та габаритів машини, але в усіх випадках не менше двох.

Вимірювання вібраційних характеристик виконують у трьох взаємно перпендикулярних напрямках. Допускається проводити вимірювання і нормувати вібраційні характеристики в одному або двох напрямках, якщо відомо, що

вібраційні характеристики у решті напрямках у 2,5 рази (8 дБ) нижчі.

Рівні перешкод у точці вимірювання вібрації визначають при зупиненій машині. Вони повинні бути не менше, ніж на 8 дБ нижчі, ніж значення, отримані в цих самих точках під час роботи машини. Вимірювання рівня перешкод виконують при непрацюючій машині і вимкненні решти механізмів, пристроїв, що забезпечують роботу об'єкта нормування.

Засоби, які використовуються для проведення випробувань і вимірювань, повинні забезпечувати відтворення або імітацію навантажень з встановленими характеристиками, створення типових умов для випробувань та точне вимірювання параметрів вібрації з необхідною точністю. Вони також повинні відповідати вимогам безпеки під час підготовки та проведення випробувань. Ці засоби мають бути атестовані і мати свідоцтво про перевірку.

При оцінюванні віброактивності машин необхідно враховувати наступне.

1. Встановлення частотного діапазону, в якому повинен виконуватися контроль вібрації. До сьогодні у великому машинобудуванні широко використовується спосіб контролю і нормування вібрації за максимальним змішуванням на одній з частот коливального процесу. Недоліком цього способу є відсутність інформації про гармонічні складові вібраційного процесу, яка необхідна як для більш повного контролю технічного стану машин, так і для оцінки вібрації з позиції санітарно-гігієнічних вимог.

Практика показує, що достатнє і надійне спостереження за технічним станом машин на стадії їх виготовлення може бути забезпечене тільки при контролі вібрації в частотному діапазоні до 10 кГц, на стадії експлуатації – до 1040 кГц.

2. Вибір параметрів для характеристики інтенсивності вібраційного процесу. У загальному випадку для цих цілей можуть бути використані параметри зміщення, швидкості, прискорення, а також комплексний параметр – вібраційна потужність. При нормуванні вібрації в діапазоні частот від 5 Гц до 10 кГц за нормований параметр прийняте вібраційне прискорення. Це тому, що найбільш чутливі та малогабаритні вібрдатчики реагують безпосередньо на прискорення. За допомогою цього параметра достатньо зручно здійснювати контроль і нормування вібрації з метою оцінки технічного стану машин як після їх виготовлення, так і в процесі експлуатації.

3. Вибір оптимальної ширини смуги пропускання частотного аналізу. Для встановлення рівнів вібрації для масово виробляємих машин зазвичай використовується контроль та нормування вібраційних характеристик в октавних і третьоктавних смугах частот. Однак, з метою отримання більш докладної інформації щодо технічного стану машин в умовах експлуатації і попереднього визначення можливих причин можливих дефектів виготовлення, краще проводити контроль і нормування вібрації в третьоктавних смугах частот. У випадках, коли потрібно докладніше розглядати спектральні характеристики, що вже виходить за межі звичайного контролю при приймальних випробуваннях, і включає в себе аналіз спектра для діагностики та уточнення причин дефектів, застосовується аналіз спектра у вузькосмугових смугах частот, таких як 10%, 6%, 3%, 1%, 0,5% і інші.

4. *Визначення рівня вібрації: амплітудне (максимальне), середнє арифметичне чи середнє квадратичне і т. д.* Для контролю та нормування вібрації в смугах частот, найбільш доцільною є оцінка її СКЗ. Це підходить для виключення необхідності визначення фазового кута між окремими компонентами вібрації та врахування впливу зовнішніх перешкод при вимірюваннях, що іноді необхідно враховувати при вимірюванні амплітуд та середніх арифметичних значень вібрації. Обробка результатів вимірювань вібрації виконується за відповідними формулами.

5. *Вибір місця і напрямку вимірювань вібрації.* Коливання, що виникають в різних машинах, по-різному проявляються на окремих їх ділянках. Порівняння спектрограм, знятих у різних точках однієї й тієї самої машини при незмінному режимі роботи, свідчить про суттєву їх відмінність (рис. 6.13).

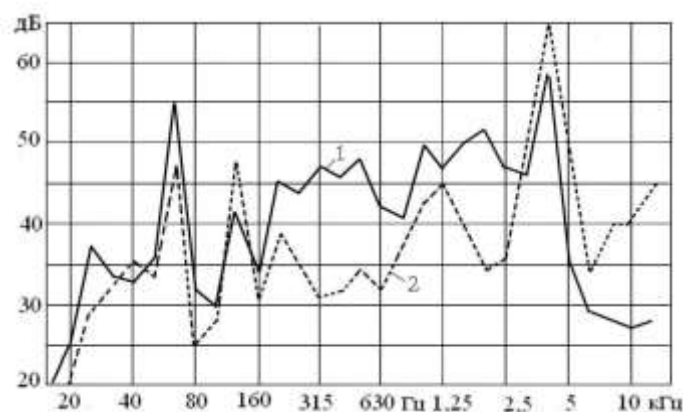


Рис. 6.13. Спектрограми вібрації асинхронного двигуна, потужність 70 кВт, 3000 хв⁻¹ в режимі холостого ходу:
1 – в радіальному напрямку; 2 – в осьовому напрямку

Це також стосується напрямку вимірювання в конкретній точці: вертикальному, горизонтальному та осьовому. Тому важливо встановити чітку регламентацію місця та напрямку вимірювання вібрації під час її нормування та контролю. Більшість нормативних документів, які регулюють вібрацію машин, передбачають контроль в трьох взаємно перпендикулярних напрямках, найближче до підшипника.

Для вирішення завдань, пов'язаних із розповсюдженням вібрації, першочерговим завданням є отримання інформації про вібрацію, яка передається в трьохмірній конструкції (фундаменти, підлоги, опори). У таких випадках нормування та контроль вібрації проводяться в опорних вузлах машин (лапах, фланцях і т.п.).

6. *Вибір режиму роботи машини, на якому повинен здійснюватися контроль вібрації.* Так як рівень вібрації в значній мірі залежить від параметрів робочого процесу, режим контролю вібрації повинен бути чітко визначений, включаючи холостий хід, режим навантаження та швидкість обертання. У багаторежимних механізмів контроль вібрації може здійснюватися повністю на одному характерному режимі та частково на окремих режимах зі своїми власними вимогами щодо обмеження вібрації.

Оскільки істинні вібраційні характеристики машин можуть бути отримані тільки при випробуваннях у реальних експлуатаційних умовах, норми щодо об-

меження рівнів вібрації багатьох машин передбачають контроль вібраційних характеристик на спеціальних стендах при жорсткому кріпленні до фундаментів, маса повинна бути не менше, ніж у 10 разів більшою маси випробовуваної машини. Однак, такий спосіб кріплення машин неприйнятний для серійного та крупносерійного виробництва. Для більш точної оцінки фактичних власних рівнів машин, що виробляються, необхідно встановлювати їх на віброізолятори з частотним розлаштуванням вимушених і власних коливань, яке б не вносило суттєвих резонансних змін в амплітудні характеристики. У більшості діючих методик розрахункова частота вільних коливань машин на віброізоляторах при контролі вібрації та шуму в напрямку, перпендикулярному опорній поверхні машини, повинна бути нижче мінімальної частоти основного коливального процесу машини не менше, ніж удвічі. Контроль віброшумових параметрів допускається виконувати при установці на штатні віброізолюючі кріплення. Для малогабаритних машин ($n = 400 \text{ хв}^{-1}$) стендові віброізолюючі кріплення вибираються з умови $f_0 \leq 0,75 f_{\min}$ або, у разі неможливості виконання цієї умови, $f_0 = (1,3 \dots 1,6) f_{\min}$. Тут f_0 – частота власних коливань машини на віброізоляторах, f_{\min} – мінімальна частота основного коливального процесу в машині, наприклад, частота обертання. При підборі стендового віброізолюючого кріплення допускається 2,5-кратне перенавантаження віброізоляторів по відношенню до номінального.

7. *Визначення вибірки машин, що випробовують.* Мінімальна вибірка машин, що підлягають контролю для складання норм на вібраційні характеристики, залежить від характеру виробництва: індивідуальне, серійне, крупносерійне. Відповідно визначається і мінімальна вибірка (підрозділ 6.13).

При нормуванні вібрації машин інколи використовуються способи, що встановлюють допустимі межі, відмінні від прийнятих статистичними методами. Вибір диктується, перш за все, необхідністю досягнення певних, наперед заданих, рівнів вібрації згідно з вимогами споживача.

Норми вібрації доцільно розробляти для нових створюваних і модернізованих машин за даними випробувань перших трьох дослідних і серійних зразків. Норми розробляє підприємство-виробник машини, а в подальшому вони узгоджуються зацікавленими організаціями. В процесі вимірювань вібрації машин при нормуванні повинні дотримуватися однотипних умов випробувань. Контроль наступних серійних зразків здійснюється на відповідність нормам, на заданих режимах роботи.

6.9. Визначення допустимої вібрації проєктованих машин і агрегатів розрахунково-статистичними методами

За основний параметр нормування вібрації багатьох машин з підшипниками ковзання на низьких частотах приймають амплітуду, зміщення і прискорення. Основними джерелами вібрації в області низьких частот є дисбаланс, неспіввісність, перекося валів тощо. Однак, найбільш об'єктивна оцінка вібрації машин на підшипниках кочення із зубчастими передачами можлива тільки за величиною прискорення. Очевидно, що прискорення є більш загальною характеристикою вібрації, оскільки визначається сукупністю значень частоти й амплітуди. Незважаючи на малі значення амплітуд (a) добуток $a \cdot \omega$ виходить великим через значні величини колової частот.

За критерій допустимої амплітуди зміщень a_{\max} і прискорень w_{\max} , що забезпечує нормальну роботу без пошкоджень механізмів, наприклад, у кораблебудуванні приймають:

$$a \leq 1 \text{ мм і } w \leq 1000 \text{ мм/с}^2. \quad (6.8)$$

У тих випадках, коли обидва параметри (a й w) наближаються до своїх граничних значень (6.8) вібрації повинні бути віднесені до категорії підвищених.

Для визначення допустимих значень вібрації редуктора і підшипникових вузлів використовуються дані норм, в якій для діапазону частот до 850 хв^{-1} допускається амплітуда вібрації:

$$a \leq 0,35 \text{ мм},$$

а для допоміжних механізмів:

$$a \leq 0,25 \text{ мм}. \quad (6.9)$$

Для діапазону частот більше 850 хв^{-1} допускається амплітуда вібрації (мм), яка розраховується за формулою:

$$\alpha = \frac{0,25 \cdot 10^6}{f^2},$$

де f – частота обертання.

Для оцінки якості механізмів, що обертаються, можуть бути використані допуски на неспіввісність валів судових агрегатованих механізмів, які призначаються з умов забезпечення допустимої амплітуди коливань:

- для частоти обертання 1000 хв^{-1} $a \leq 0,15 \text{ мм}$;
- для частот $1000\text{-}1500 \text{ хв}^{-1}$ $a \leq 0,10 \text{ мм}$;
- для частот $1500\text{-}2000 \text{ хв}^{-1}$ $a \leq 0,080 \text{ мм}$.

Залежність допустимої вібрації від частоти:

$$L = L_0 + 20 \cdot \lg \frac{f_n}{f_0},$$

де L_0 – відоме значення вібрації; f_n , і f_0 – порівнювані частоти при відомому рівні вібрації L_0 на відомій частоті f_0 та нормованій f_n .

Перетворення пікових значень вібрації в рівні діючих віброприскорень в децибелах можна виконати за формулою:

$$L = 20 \cdot \lg \frac{a \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2}{\sqrt{2} \cdot 3 \cdot 10^{-4}}, \quad (6.10)$$

де a – зазор (ексцентриситет), м; f – частота, Гц; $(3 \cdot 10^{-4})$ – нульовий рівень.

Застосування формули (6.10) для розрахунку рівнів вібрації має суттєве частотне обмеження через обмежені умови забезпечення безударного руху валів і відсутність поблизу розрахункових частот резонансів конструкції. Безударний рух роторів у приладових підшипниках кочення спостерігається при робочих зазорах $5\text{-}10 \text{ мкм}$, а оптимальне значення радіального зазору в підшипниках складає $10\text{-}20 \text{ мкм}$.

Рекомендовані амплітуди вібрації (6.8, 6.9) є гранично допустимими в експлуатації. Проектні значення допустимої вібрації механізмів, тобто ті, що закладає конструктор на стадії проектування, повинні бути меншими на величину «запасу на спрацьованість». Рекомендацій щодо визначення проектно допустимої вібрації в літературі не знайдено.

Для проектних значень допустимої вібрації, що закладаються при проектуванні в низькочастотній області спектра вібрації агрегату або машини, формулу (6.10) можна записати так:

$$L_{\text{пд}} = 20 \cdot \lg \frac{a \cdot (2 \cdot \pi \cdot f)^2}{\sqrt{2} \cdot 3 \cdot 10^{-4}} - C, \quad (6.11)$$

де $L_{\text{пд}}$ – допустимі вібрації, що закладаються при проектуванні, дБ; a – допустимі граничні амплітуди вібрації в експлуатації, м; C – величина «запасу на спрацьованість», дБ.

Більшість стандартів, що регламентують допустимі значення вібрації, обґрунтовані на статистичній обробці достатньо великої кількості даних щодо найрізноманітніших типів обладнання, отриманих різними дослідницькими групами. При цьому в них визначена градація за класами стану на основі градації загальних рівнів вібрації в широкому діапазоні частот на 4, 8,.. дБ (відповідно, приблизно в 1,6; 2,5... рази). Ці відносні величини використовуються як роздільові межі для оцінки технічного стану обладнання за параметрами вібрації у вузьких смугах (добрий, допустимий, потрвбно вжити заходи і недопустимий стан), які характерні для виявлення дефектів вузлів агрегатів.

Експериментальні дослідження та аналіз статистичних даних, що стосуються початкових і граничних структурних параметрів, показують, що граничним приростом вібрації (C) над допустимими значеннями для ресурсних елементів є 1620 дБ, а для функціональних елементів – 8 дБ.

Приклад визначення допустимої вібрації для трактора розрахунково-експериментальним методом показаний на рис. 6.14. Тут допустимі амплітуди низькочастотної вібрації розраховані за формулою (6.11) для частот обертання 500, 750, 1000, 1500, 2000 хв⁻¹. У високих і середніх частотах, які досягають до 10 кГц, допустимий рівень вібрації механізмів-аналогів або спеціальних експериментів може бути визначений на основі наявних експериментальних та статистичних даних, або проведення спеціальних досліджень.

Отримані розрахункові значення допустимої низькочастотної вібрації, обчислені за допомогою формули (6.11) та використовувані при проектуванні механізмів трактора, наведені на рис. 6.14 під точками 4-8. Точки 1, 2 та 3 на рис. 6.14 відображають відомі експериментальні значення допустимих рівнів вібрації підшипникових вузлів і зубчастих передач.

Отримана залежність допустимих рівнів вібрації для трактора представлена прямою АБ з рівнями вібрації 50 дБ на частоті 5 Гц і 90 дБ на частоті 10 кГц.

Прийняті значення 5, 6 (рис. 6.14) допустимої вібрації підтверджені експериментальними дослідженнями головних передач мостів трактора типу Т150К.

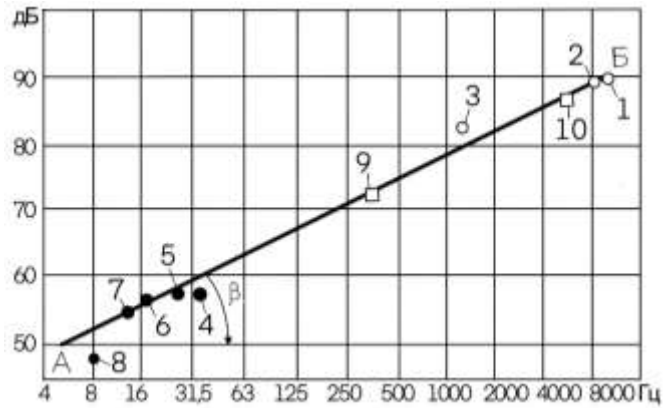


Рис. 6.14. Залежність допустимих віброприскорень від частоти для трактора Т150К:

1 – допустимі віброприскорення, що не впливають шкідливо на надійність і втомну міцність вузлів і деталей; 2 – допустимі віброприскорення, що не впливають на спрацювання підшипників кочення, отримані для проектних значень на основі експериментальних даних; 3 – рівні вібрації для «доброго» проектного стану II класу машин згідно зі стандартом ISO 20816-1:2016; 3, 4, 5, 6, 7, 8 – рівні вібрації, розраховані за формулою (6.11); 9, 10 – експериментальні значення

6.10. Розробка класів вібрації агрегатів і машин

Оцінювання якості машин за вібраційними параметрами на стадії проектування ґрунтоване на трьох етапах оцінювання вібрації.

На першому етапі розробляють нормативно-технічну документацію (НТД – табл. 6.1), визначають заданий клас (В, Г, Д – рис. 6.15) і підклас досяжної вібрації агрегатів і машин, що проектуються. В одному класі вібрації може бути два підкласи, наприклад, клас Г може поділятися на Г1 і Г2 з різницею рівнів вібрації у 4 дБ. Пряма АБ визначає допустиму вібрацію машини (рис. 6.15, 6.16). Для трактора допустима вібрація приведена на рис. 6.14 [14–16, 27, 41].

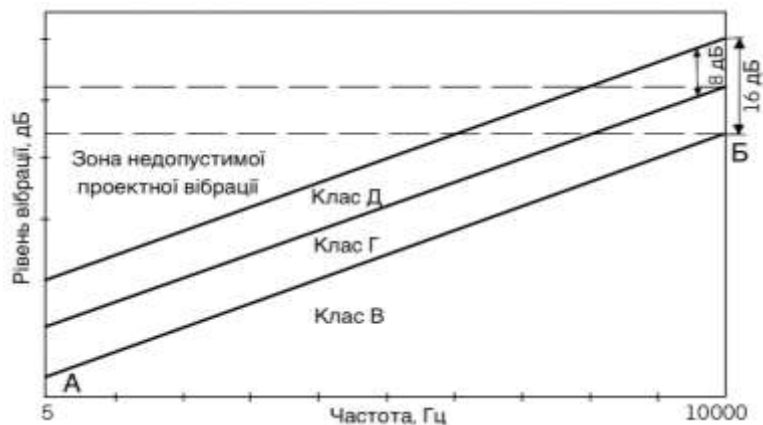


Рис. 6.15. Діапазони класів вібрації машин

Класи оцінки технічного рівня проектування Г, Д машин побудовані відносно допустимої вібрації з діапазонами вібрації 8 дБ між класами. Клас В відповідає вищому технічному рівню за вібраційними характеристиками.

Рівні вібрації, що перевищують пряму АБ, прискорюють процеси спрацювання і пошкодження деталей у пропорційній залежності від величини перевищення.

Вплив вібрації на прискорення процесів спрацювання ресурсних елементів оцінюється коефіцієнтом перенапруження.

Високі рівні вібрації призводять до інтенсивного накопичення утомних напружень, зміни структури матеріалів, нагромадження пошкоджень утомності та пластичної деформації, віброповзучості в елементах механізмів і конструкцій, порушення нормального функціонування.

Пластичні деформації та віброповзучість призводять до ослаблення посадок (зв'язку деталей), зміни власних частот вузлів і сполучень, зниження ізоеластичності пружних систем механізмів, втрати жорсткості та стійкості конструкції. На швидкість вібраційного пошкодження деталей машин впливає як величина амплітуди, так і частота вібрації та кількість циклів навантаження.

На другому етапі вибирають аналог агрегату і машини та проводять проектний вібраційний розрахунок рівнів вібрації, розробляють способи зниження вібрації, що перевищує прийнятий клас вібрації.

Класифікація рівнів якості проєктованих машин наведена на рис. 6.15, 6.16. На них прийняті такі позначення: 1-3 (В, Г, Д) – класи вібрації окремих вузлів і комплектної машини, що закладаються на стадії проєктування; 1620 дБ – граничне збільшення експлуатаційної вібрації машин для ресурсних елементів механічного походження; 8 дБ – рівні перевищення вібрації, які визначають перехід машини в інший клас технічного стану, пряма АБ – визначає допустимі вібрації машин.

На третьому етапі макетні та дослідні зразки випробовують і доводять до заданих значень вібрації.

У перспективних конструкціях машин підвищеної надійності та тривалості служби, важливо, щоб рівні вібрації не перевищували допустимі значення, обмежені лінією АВ (рис. 6.15). Рівні вібрацій машин при існуючих параметрах проєктування та технології виготовлення повинні залишатися в межах діапазону вібрацій, який відповідає класу Г.

Перевищення рівня вібрації більше, ніж у 2,5 рази (або на 8 дБ) допустимого рівня АБ, вказує на наявність дефекту в проєктованому вузлі, що знижує його надійність (ресурс) і машини в цілому. Перехід машини з класу В у клас Г призводить до підвищення вібрації на 8 дБ і, відповідно, до зниження ресурсу машини. Механізми машин класу вібрації Д верхнього діапазону, тобто з перевищенням допустимої вібрації на 16-20 дБ (рис. 6.15), вже в нових виробках мають значні дефекти конструкції та технології виробництва, близькі до граничного технічного стану. Тому машини з рівнями проєктної вібрації класу Д не рекомендуються до випуску.

Високий рівень оптимізації структурних, функціональних і динамічних характеристик машин на стадії проєктування і доведення, технологічного та діагностичного забезпечення визначається на дослідних зразках; досягненням заданих вібраційних характеристик і норм вібрації, що відповідають заданому

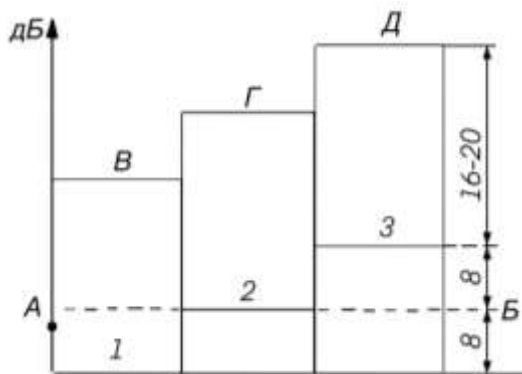


Рис. 6.16. Класифікація рівнів якості машин, що проєктуються

ресурсу та надійності машин. Визначення фактичного технічного стану та надійності машин при такому підході не вимагає напрацювання великої вибірки машин до відмов, як це вимагається при існуючому контролі надійності щодо відмов і оцінки значень структурних параметрів при проведенні розбірних робіт. Таким чином, у 2-3 рази скорочуються терміни проектування і доведення та забезпечується задана проектна якість машини вже на період початку їх серійного випуску. Різко скорочуються терміни й обсяг робіт з доведення надійності машин в експлуатаційних умовах.

Оцінювання якості машин за вібраційними характеристиками не вступає у протиріччя з існуючими методами підвищення надійності шляхом забезпечення характеристик машин щодо кінематичної точності руху деталей, міцності, спрацьованості та динаміки, а є методами доведення машин до заданої вібрації (надійності), комплексними методами досягнення заданого технічного стану і рівня оптимізації технічних систем. Тому машини, що не пройшли вібраційної доведення до вимог норм допустимої вібрації вважаються виробами низького технічного рівня проектування.

Нормування та розрахунок вібраційних характеристик машин на попередній стадії проектування, а також доопрацювання вібрації макетних і дослідних зразків до встановлених норм вібрації є важливими процедурами, які сприяють оптимізації структурних, функціональних і динамічних характеристик машин з метою досягнення заданого ресурсу та надійності. Фактичний технічний стан та основні джерела вібрації дослідних зразків окремих агрегатів або комплексних машин можна швидко визначити на основі результатів порівняння вимірених вібраційних характеристик дослідних зразків із заданими (проектними) вібраційними характеристиками машини в області частот від 5 Гц до 10 кГц.

Доведення машин до заданого класу вібрації виконується методами поглибленої діагностики макетних, дослідних зразків і перших зразків серійного випуску машин. Вона дає можливість виявляти дефекти та слабкі вузли за допустимими структурними параметрами і характером функціональної поведінки, а також оцінити в реальному часі не ймовірнісний, а фактичний стан початкових вихідних параметрів всередині області працездатності машини від початкового до граничного стану. Для цієї мети використовують автоматичні системи діагностування, які за допомогою датчиків і віброаналізаторів змінюють необхідну кількість параметрів у заданих режимах короточасних випробувань, обробляють ці показники, порівнюють їх з відповідними характеристиками прототипів, аналогів і заданими проектними характеристиками, роблять об'єктивний висновок про технічну досконалість конструкції, технології виробництва або якості технічного обслуговування й експлуатації.

Використання сучасних віброаналізаторів, комп'ютерних і мікропроцесорних технологій дає можливість спостерігати в реальному часі та порівнювати реакцію всіх компонент структурних, функціональних і динамічних властивостей механізмів машин, пов'язаних кореляційною залежністю, на зміну конструкції, технології виготовлення, робочих процесів, режимів роботи; швидко отримувати інформацію про технічний стан; підвищувати точність діагнозу, знизити трудомісткість доведення конструкції, ресурсних та експлуатаційних випробувань і діагностування машин при виготовленні й експлуатації.

Для оцінки стану виробу при діагностуванні можуть бути використані класи технічного стану експлуатаційної вібрації, теорія розпізнавання образів, коли за параметрами вібрації або сукупності значень великої кількості інших параметрів судять про приналежність об'єкта випробувань до того чи іншого класу технічного рівня проектування або технічного стану дослідних зразків та експлуатованої машини.

Після допрацювання вузла, механізму, агрегату повторюють вимірювання вібрації у всіх контрольних точках окремого агрегату і комплектної машини і, в першу чергу, вібрацію тих елементів вузла, які безпосередньо пов'язані функціональною залежністю. Об'єктивно оцінюють зміну вібраційних характеристик після внесення змін у конструкцію, технологію виготовлення і режими випробувань, приймають необхідні рішення щодо наступного етапу допрацювання. Обробку вузлів і систем машини проводять до тих пір, поки не отримають вібраційні характеристики потрібних рівнів вібрації.

Спектр вібрації оптимально доведеної конструкції, механізмів машин повинен знаходитися в одному класі вібрації при збурювальних впливах усіх джерел вібрації в призначених точках.

Якщо отримані вібраційні характеристики окремих елементів машин у заданих режимах випробувань не відповідають заданим вібраційним характеристикам, виконують доведення конструкції, перерахунок структурних і функціональних параметрів машини та технологію виробництва для отримання потрібних вібраційних характеристик, що відповідають заданому ресурсу.

6.11. Розрахунково-експериментальне визначення допустимих вібрацій

На першій стадії розвитку експериментальних методів завдання визначення допустимої вібрації машин вирішували шляхом доведення аналога. За аналог приймали досягнуті вібраційні та функціональні характеристики машини. Розглядали досягнуте зниження вібрації у низькочастотній області для машин з підшипниками ковзання і в широкій області частот від 5 Гц до 10 кГц для машин з підшипниками кочення і зубчастими передачами.

Після вибору аналога задаються вимогами щодо необхідного зниження рівнів вібрації за критерієм підвищення надійності та ресурсу або зниження шуму машини. На рис. 6.17 такі вимоги представлені прямою А'Б'.

Для досягнення заданої проектною вібрації визначають джерела високих рівнів вібрації (2-7 на рис. 6.17), які перевищують задані значення прямою А'Б'. За результатами аналізу спектра вібрації аналога розробляють заходи щодо зниження вібрації та визначають раціональні структурні параметри.

Допустима вібрація проекрованої машини на підшипниках кочення на низьких частотах визначається розрахунковим методом за формулою (6.11) для заданих частот обертання. Якщо немає статистичних даних про допустимі рівні вібрації аналога, допустиму вібрацію проекрованої машини на частоті 10 кГц можна прийняти як перевищення низькочастотної вібрації на частоті 5 Гц на $P_y = 40$ дБ. Отримана пряма лінія А'Б' (рис. 6.17) визначає максимально допустимі значення вібрації проекрованої машини (агрегату, механізму на підшипниках кочення).

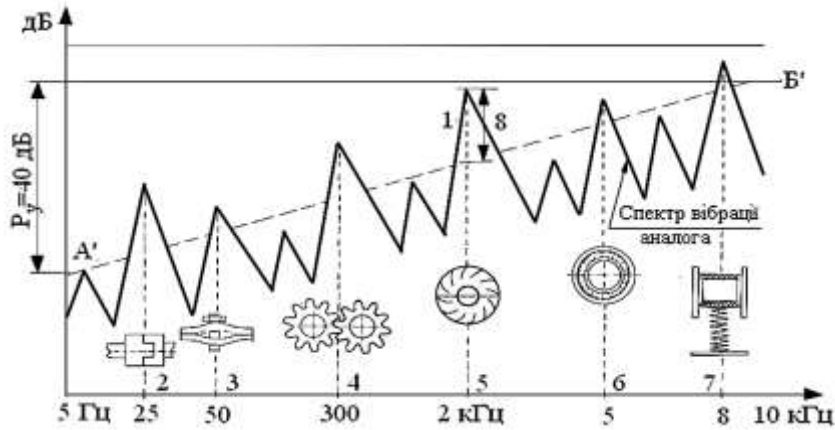


Рис. 6.17. Схема визначення джерел підвищеної вібрації:

1 – спектр вібрації аналога; 2-7 – джерела вібрації; 8 – потрібне зниження вібрації

Для машин на підшипниках ковзання $P_y = 30$ дБ. Значення $P_y = 40$ і 30 дБ отримані на підставі аналізу статистичних даних машин, серійного випуску.

Оптимізація функціональних і вібраційних характеристик при варіюванні конструктивно-технологічних параметрів і технічних характеристик машини здійснюється цілеспрямовано шляхом зниження вібрації тих джерел, які перевищують значення, задані прямою А'Б'. У складних конструкціях часто джерела вібрації визначають методом послідовного виключення або відключення механізмів машини, додавання або заміни деталей і вузлів машини (підрозділ 4.13). Наприклад, підшипники кочення замінювали на підшипники ковзання або на інші типи за точністю виготовлення (розділ 7).

6.12. Розробка норм вібрації для контролю якості виробництва

6.12.1. Вимоги до складання проекту норм на рівні вібрації

Для машин, які виготовляються серійно, норми вібрації встановлюються на підставі результатів випробувань, проведених на не менш як 30 виробках. Ці виробки обираються у строгій послідовності з випуску, де застосовується встановлена технологія виробництва. Процес контролю машин на відповідність встановленим вібраційним нормам виконується під час процедури затвердження норм, якщо в матеріалах технічних завдань і технічних умов не передбачено інших вимог.

Норми щодо рівнів вібрації для нових машин, які розробляються та модернізуються, тимчасово встановлюються на підставі результатів випробувань трьох дослідних і десяти зразків із установочної серії.

Норми щодо рівнів вібрації включають загальні та третьоктавні рівні вібрації в діапазоні частот від 0,3 частоти обертання машини до 10 кГц.

Допускається, як особливий виняток, за узгодженням із замовником, нормування вібрації нескладного машинного обладнання в октавних смугах і за загальним рівнем в указаному діапазоні частот.

Для складання вперше проектів норм на рівні вібрації використовуються дані тільки тих машин, в яких рівні вібрації в третьоктавних смугах частот і загальний рівень вібрації відповідають критеріям для прийняття спостережень, які не різко відрізняються, з імовірністю не менше:

$$P \geq 0,95. \quad (6.12)$$

Норми щодо спектральних складових третьоктавних або октавних смуг частот, а також загального рівня, приймаються на основі значень рівнів вібрації, які визначаються під час статистичної обробки вибірки даних і вважаються верхньою межею допуску:

$$H = \bar{L} + l \cdot S, \quad (6.13)$$

де H – рівень вібрації, що відповідає верхній межі поля допуску, дБ; \bar{L} – середнє арифметичне значення рівнів вібрації у вибірці; S – емпіричне значення середнього квадратичного відхилення одиничного виміру; l – коефіцієнт, що визначає поле допуску.

Норми на рівні вібрації, що використовуються як критерій браковочної ознаки, зазвичай затверджуються на період двох років. Проте, для машин, в яких рівні вібрації не відповідають вимогам технічного завдання, норми можуть бути затверджені лише на період не більше одного року. Це можливо лише за наявності звіту про виконану роботу, графіка впровадження заходів, спрямованих на усунення дефектів в конструкції машини та технології виробництва.

Рішення про затвердження вібраційних норм як постійних приймаються тільки для машин, які в конструктивному плані признані застарілими та підлягають модернізації.

6.12.2. Технологія вібраційного контролю якості виготовлення агрегатів і машин

Оцінювання якості виготовлення проводиться за рівнями відхилення вібрації механізмів машини (агрегату) в кожній контрольній точці в третьоктавних смугах частот від 5 до 10 кГц, як верхня межа поля допуску H , шляхом статистичної обробки вибірки вимірюваної вібрації з урахуванням заданої надійності та ймовірності браку згідно із залежністю 6.13.

Порівняння фактичних рівнів вібрації механізму з нормою вібрації дає можливість обґрунтовано за перевищенням спектральних складових вібрації понад норму встановлювати види дефектів, доцільність і необхідний обсяг індивідуальної доведення для усунення дефектів виготовлення, складання й монтажу агрегатів машини. Дозволяє контролювати технологічні процеси виготовлення і забезпечувати проектну надійність машин на стадії виробництва.

Розробка таблиць діагностичних ознак видів дефектів агрегатів машин і методів їх усунення можуть становити базу програмного забезпечення для приладів автоматизованого контролю якості виготовлення. В залежності від рівня технології виробництва та якості проектування окремих агрегатів, їх складання і монтажу передбачається контроль вібрації у скороченому й повному обсязі випробувань (рис. 6.18).

У скороченому обсязі контроль вібрації та індивідуальну доведення вібраційних характеристик до норм можна здійснювати в один етап після короткої (15-30 хв) обкатки виробу на холостому ході (рис. 6.18, операції 1, 2, 3), Виявлення й усунення дефектів виготовлення, складання і монтажу окремих агрегатів і машин в повному обсязі здійснюється у два етапи (рис. 6.18, операції 1-6).

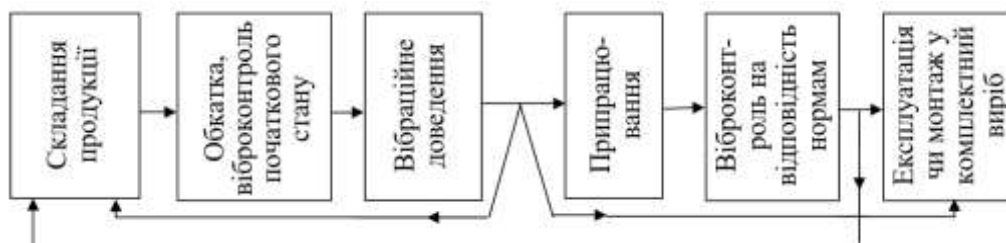


Рис. 6.18. Послідовність вібраційного контролю якості виготовлення агрегатів і машин

Початковий контроль якості виготовлення на відповідність нормам вібрації виконується під час короткочасної обкатки t_0 (рис. 6.19). Випробування виробу на цьому етапі проводять на холостому ходу шляхом регулювань з метою усунення потоку дефектів, які збурюють вібрацію, що перевищує норму. Після вібраційного доведення (рис. 6.18) бездефектний виріб при скороченому обсязі випробувань переходить до етапу монтажу, а при повному обсязі випробувань – на обкатку та доведення в режимі навантаження. Дефекти λ_n , які проявилися в процесі припрацювання знову усуваються шляхом проведення регулювальних робіт або заміни деталей. Після закінчення припрацювання за результатами контролю вібрації на відповідність нормам визначають придатність виробу до монтажу в комплектну машину та експлуатації або повертають для доведення. Усунення обкаткою на холостому ходу і припрацюванням під навантаженням дефектів виготовлення, а далі – складання і монтаж, дають можливість вивести параметри агрегатів і машини в цілому на рівень вимог проектної якості та забезпечити безвідмовну роботу в гарантований термін експлуатації.

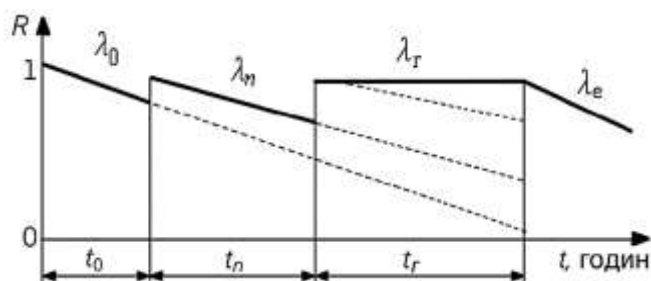


Рис. 6.19. Модель підвищення безвідмовності машини на стадії виробництва: t_0 – обкатка; t_n – припрацювання; R – ймовірність безвідмовної роботи; t_r – гарантійний період експлуатації; λ_0 – потік дефектів під час обкатки; λ_n – потік дефектів припрацювання; λ_r – гарантійна безвідмовна робота; λ_e – потік відмов при експлуатації

Для доведення виробів машин, що перевищують за рівнями вібрації установлену норму, розробляють методи доведення.

У табл. 6.10 представлені приклади доведення виробів у разі перевищення норми вібрації.

За норму вібрації нижньої межі поля допуску приймається:

$$L_n = L - l \cdot S, \quad (6.14)$$

де L_n – допустиме зниження нижче встановленої норми, що є показником порушення якості складання і технічного стану (ослаблення кріплення, перевіртання валу, зниження частоти обертання і т. п.), а в експлуатації машини – від-

ключення окремих елементів, агрегату або причіпних механізмів, зменшення частоти обертання, потужності.

Таблиця 6.10

Приклади методів доведення виробу, що перевищує норми вібрації за видами дефектів

Значення перевищення нормованих параметрів вібрації, дБ	Діапазони перевищення вібрації понад норму	Класифікація дефектів	
		за видами дефектів	за методами усунення
	третій	критичний	заміна деталі, вузла, агрегату
	другий	значний	регулювання
	перший	незначний	подальша обкатка 1-1,5 год
Нормовані значення вібрації	норма вібрації	допустимий	обкатка 15-20 хв

Для контролю якості регулювальних робіт, поточного ремонту окремих агрегатів і комплектної машини розробляються норми на 80% і 100% відновлення проектного ресурсу. Для 100% відновлення ресурсу рівні вібрації відремонтованих виробів не повинні перевищувати норми якості виготовлення (6.16). При 80% відновлення ресурсу рівні вібрації по всьому спектру третьоктавних значень не повинні перевищувати більше, ніж на 4 дБ норми (6.16) якості виготовлення.

6.13. Статистичний аналіз вібраційних даних

6.13.1. Застосування методів математичної статистики для оцінювання і нормування вібраційних параметрів машин

Результати контролю різних типів машин, які виготовляються серійно, свідчать про значні розбіжності в рівнях вібрації, виміряних у подібних умовах. Ці розбіжності виникають під впливом факторів, які не можуть бути повністю усунені або стабілізовані з об'єктивних або практичних причин. Вплив цих факторів має випадковий характер, що призводить до того, що рівні вібрації розглянутих машин в широкому діапазоні частот стають випадковими величинами. Іншими словами, це значення, які неможливо передбачити на підставі аналізу процесу, який відбувся.

До першорядних випадкових чинників, що значно впливають на рівні вібрації машин, можна віднести такі:

- технологічні поля допусків для обробки, балансування та збирання деталей і вузлів;
- неоднорідність структури матеріалу виробів (відливок, поковок, зварних конструкцій);
- помилки регулювання робочого процесу та ін.

Випадковий характер вібрації в машині значно ускладнює її прогнозування за допомогою розрахунку, тому основним засобом оцінювання рівнів вібрації є експеримент. З урахуванням цієї особливості вібраційного процесу, для об'єктивної оцінки рівнів вібрації та їхнього нормування можуть бути використані статистичні методи.

Далі наведені деякі відомості з теорії ймовірності та математичної статистики, що стосуються поставленої задачі.

У генеральній сукупності, над якою виконують спостереження, значення рівня вібрації машини даного типорозміру характеризується математичним очікуванням (генеральної середньої) L , генеральною дисперсією σ^2 (величиною розсіювання) або середнім квадратичним відхиленням у генеральній сукупності σ :

$$L = \sum_{i=1}^N L_i Q_i, \quad (6.15)$$

$$\sigma^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (L_i - L)^2 Q_i}{N}. \quad (6.16)$$

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (L_i - L)^2 Q_i}{N}}, \quad (6.17)$$

де L_i та Q_i – можливі значення рівнів вібрації та їх імовірності; N – кількість машин у генеральній сукупності.

Вибіркова сукупність, з якою доводиться мати справу на практиці, характеризується середньою \bar{L} та емпіричною дисперсією S^2 (показником змінності окремих рівнів вібрації у вибірці) або емпіричним середнім квадратичним відхиленням S :

$$\bar{L} = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{n}; \quad (6.18)$$

$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L})^2}{n-1}; \quad (6.19)$$

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L})^2}{n-1}}. \quad (6.20)$$

де n – кількість машин у вибірці (при $n \rightarrow \infty$ $\bar{L} \approx L$, $S \approx \sigma$).

Так як обсяг вибірки, як правило, невеликий, то слід робити оцінку цих приблизних рівностей.

Значення \bar{L} і S є оцінками для теоретичних параметрів L і σ . Статистична оцінка цих параметрів полягає у визначенні за вибірковими значеннями \bar{L} і S найменших (довірчих) інтервалів, у які із заздалегідь заданою ймовірністю $Q = 1 - 2\beta$ будуть укладатися L і σ (тут 2β означає ймовірність ризику).

Внаслідок того, що \bar{L} і S – випадкові величини, ширина довірчого інтервалу залежить від обсягу вибірки.

У разі допущення, що в генеральній сукупності розподілення рівнів віб-

рації підлягає нормальному закону, наближена рівність $\bar{L} \approx L$ оцінюється з точністю $t_Q \sigma_{\bar{L}}$, де t_Q – параметр, що залежить від застосовуваної величини ймовірності знаходження теоретичного середнього в довірчому інтервалі; $\sigma_{\bar{L}}$ – середнє квадратичне відхилення середнього:

$$\sigma_{\bar{L}} = \frac{S}{\sqrt{n-1}}. \quad (6.21)$$

Довірчий інтервал для середнього значення генеральної сукупності в цьому разі може бути представлений у такому вигляді:

$$\bar{L} - t_Q \sigma_{\bar{L}} < L < \bar{L} + t_Q \sigma_{\bar{L}} \quad (6.22)$$

Так як середнє квадратичне відхилення середньої \bar{L} в $\sqrt{n-1}$ раз менше емпіричного середнього квадратичного відхилення S , то і відхилення середнього значення рівня вібрації в $\sqrt{n-1}$ раз менше відхилення окремого результату L_i . Тому більш надійною величиною для оцінки рівнів вібрації є середня.

Формула (6.21) виражає помилку вибіркового середнього, яка зменшується зі збільшенням кількості машин у вибірці.

Для визначення довірчих інтервалів середнього значення в генеральній сукупності необхідно задатися ймовірністю її потрапляння в довірчий інтервал. Параметр t_Q визначається за відомими величинами Q і n за допомогою допоміжних таблиць, що наведені в стандартах, а також у спеціальній літературі з математичної статистики.

Довірчий інтервал середнього квадратичного відхилення оцінюється тим самим методом, що і для середнього значення:

$$S - \varepsilon < \sigma < S + \varepsilon, \quad (6.23)$$

де $\varepsilon = Sq = t_Q \sigma_{\bar{L}}$.

Використовуючи ймовірність $L(q, k)$ знаходження теоретичного σ у довірчому інтервалі, за допомогою таблиць за значеннями $k = n-1$ та $L(q, k)$ визначають коефіцієнт q .

При обробці емпіричних даних статистичними методами використовують також критерії:

– розмах варіювання R (широта вибірки), тобто різниця між найбільшим і найменшим рівнями вібрації у вибірці:

$$R = L_{i\max} - L_{i\min}; \quad (6.24)$$

– коефіцієнт відносної асиметрії:

$$\alpha_T = \frac{L - \Delta_T}{\delta_T}; \quad (6.25)$$

– коефіцієнт відносного розсіювання:

$$k_T = \frac{3\sigma}{\delta_T} \quad (6.26)$$

де $\delta_T = (t_2 - t_1)/2$ – половина поля допуску; $\Delta_T = (t_2 + t_1)/2$ – координата середини поля допуску; t_1 і t_2 – відповідно нижня і верхня толерантні межі; T – означає теоретичне значення величини.

Для знаходження теоретичних значень коефіцієнтів відносної асиметрії a_T і відносного розсіювання k_T також необхідно за експериментальними даними визначити довірчі інтервали.

Підставляючи в (6.25) замість L межі довірчого інтервалу згідно з (6.22), отримуємо межі довірчого інтервалу для a_T :

$$\frac{\bar{L} - t_Q \sigma_{\bar{L}} - \Delta_T}{\delta_T} < \alpha_T < \frac{\bar{L} + t_Q \sigma_{\bar{L}} + \Delta_T}{\delta_T}. \quad (6.27)$$

Довірчий інтервал для k_T визначається шляхом підстановки у вираз коефіцієнта відносного розсіювання (6.26) замість σ її верхньої та нижньої межі згідно з (6.23):

$$\frac{3(S - \varepsilon)}{\delta_T} < k_T < \frac{3(S + \varepsilon)}{\delta_T}.$$

Науково-технічна основа нормування вібрації полягає у знаходженні таких граничних рівнів, які б з найбільшою об'єктивністю дозволяли встановити критерії відбракування машин при вібраційному контролі.

Вирішення поставленого завдання може вестись різними методами, кожен з яких виражає певну форму відповіді і характеризується своїм алгоритмом. Найбільший практичний інтерес представляє метод, що ґрунтується на статистичному підході до вирішення поставленого завдання. Початковою передумовою для цього є припущення, що розподілення ймовірностей рівнів вібрації на кожній частоті відомі для вибірки даного обсягу. Зібрані до цього часу статистичні дані щодо машин різних типів показують, що розподілення ймовірностей рівнів вібрації, виражених у децибелах, з достатньою точністю відповідають нормальному закону.

Сутність статистичного методу полягає у визначенні на основі експериментальних даних поля допуску для рівнів вібрації на потрібних частотах (інтервалах частот), що характерно для машин даного типу і дає ймовірність браку не більше деякої наперед установленної величини.

Для вирішення цього завдання перш за все повинне бути прийняте значення ймовірності браку, що зазвичай позначається як 2β . Потім за відомими величинами емпіричної дисперсії та середнього значення визначаються толерантні межі t_1 і t_2 , що встановлюють поле допуску:

$$t_1 = \bar{L} - lS; \quad t_2 = \bar{L} + lS. \quad (6.28)$$

При цьому необхідно задатися таким значенням надійності P , при якому буде забезпечене попадання в ці межі частки сукупності виміряних рівнів віб-

рації не менше встановленої частки ймовірності $Q = 1 - 2\beta$.

Наближене значення коефіцієнта l , що є функцією P , Q й обсягу вибірки n , може бути знайдене за допомогою допоміжних таблиць.

Приклад.

Визначення толерантних меж рівнів вібрації на одній з частот за вибіркою невеликого обсягу.

У результаті вимірювань рівнів вібрації десяти електродвигунів на частоті обертання отримані такі значення вибірки: $L_1 = 67$ дБ; $L_2 = 70$ дБ; $L_3 = 72$ дБ; $L_4 = 69$ дБ; $L_5 = 75$ дБ; $L_6 = 78$ дБ; $L_7 = 72$ дБ; $L_8 = 70$ дБ; $L_9 = 68$ дБ; $L_{10} = 69$ дБ.

Визначаємо середнє значення \bar{L} та емпіричну дисперсію S^2 :

$$\bar{L} = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{n} = \frac{67 + 70 + 72 + 69 + 75 + 78 + 72 + 70 + 68 + 69}{10} = 71 \text{ дБ};$$
$$S^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L})^2}{n - 1} = \frac{4^2 + 1 + 1 + 2^2 + 4^2 + 7^2 + 1 + 1 + 3^2 + 2^2}{9} = 11,33 \text{ дБ}.$$

Емпіричне середнє квадратичне відхилення при цьому буде дорівнювати:

$$S = \sqrt{11,33} = 3,36 \text{ дБ}.$$

Задаємось імовірністю браку.

Припустимо, що $\beta = 0,025$, тоді $Q = 1 - 2\beta = 1 - 2 \cdot 0,025 = 0,95$.

Для прийнятих значень P і Q та заданого обсягу вибірки за допомогою таблиць знаходимо значення коефіцієнта $l = 3,02$.

Маючи значення \bar{L} , S та l , визначаємо толерантні межі:

$$t_1 = \bar{L} - lS = 71 - 3,02 \cdot 3,36 \approx 61 \text{ дБ};$$

$$t_2 = \bar{L} + lS = 71 + 3,02 \cdot 3,36 \approx 81 \text{ дБ}.$$

Потім знаходимо координату середини поля допуску Δ і половину поля допуску δ :

$$\Delta = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{61 + 81}{2} = 71 \text{ дБ};$$

$$\delta = \frac{t_2 - t_1}{2} = \frac{81 - 61}{2} = 10 \text{ дБ}.$$

Якщо як поле допуску розглядати величину $t_2 - t_1 = 20$ дБ, то з надійністю $P = 0,9$ рівні вібрації на даній частоті 95% усіх електродвигунів наступного випуску будуть знаходитися в цьому інтервалі.

Нижня толерантна межа t_1 має практичний інтерес тільки при контролі технічного стану машин у процесі експлуатації, так як зниження вібрації нижче встановленої норми є сигналом порушення нормальної роботи машини (відключення окремих елементів або навішених механізмів, зменшення кількості обертів потужності тощо).

Коли допуск при нормуванні вібрації визначається тільки верхньою межею, як, наприклад, при встановленні санітарних норм, то ймовірність браку в силу симетрії ймовірності зменшиться приблизно вдвічі порівняно з розглянутими в прикладі умовами. В цьому разі при тій самій надійності $P = 0,9$ ймовірність браку буде не 2β , а $\beta = 0,025$, відповідно $Q = 1 - 0,025 = 0,975$, тобто 97,5% усіх електродвигунів наступного випуску будуть задовольняти норму.

При нормуванні вібрації за спектром частот крива, проведена через значення верхніх толерантних меж, для кожної частоти (діапазону частот) буде спектральною нормувальною кривою (нормою). Ймовірність браку при цьому буде зростати по мірі збільшення кількості контрольованих частот, так як машини, що задовольняють норму на одній з частот, можуть перевищувати цю норму на іншій. Теоретично відсоток браку при цьому повинен різко зростати, оскільки ймовірності браку по частотам додаються в суму. Однак, практика спостереження за машинами багатьох типів показує, що при нормуванні вібрації за спектром у 16-24 частотних смугах результативна ймовірність браку значно менша суми ймовірностей на окремих частотних складових. Це, перш за все, пояснюється корелятивним зв'язком між рівнями вібрації механізмів на окремих залежних частотах.

Як межі поля допуску при нормуванні крім толерантних меж можуть використовуватися й інші статистичні критерії, наприклад, розмах варіювання $R = L_{\max} - L_{\min}$.

Зазвичай розмахом R користуються як статистичною характеристикою при обсязі вибірки $n \geq 10$.

Встановлення норм за розмахом варіювання у кількісному відношенні мало чим відрізняється від так званих трисигмових норм:

$$L_1 = \bar{L} - \frac{3}{\sqrt{n}} \sigma; \quad L_2 = \bar{L} + \frac{3}{\sqrt{n}} \sigma, \quad (6.29)$$

де σ – середнє квадратичне відхилення в генеральній сукупності.

При нормуванні вібрації машин за спектром у широкому діапазоні частот можуть бути використані двосигмові межі. В цьому разі при розподіленні рівнів вібрації за нормальним законом ймовірність браку може вважатися цілком прийнятною при багатосерійному виробництві машин.

При нормуванні вібрації машин, що виготовляються невеликими партіями, для обмеження поля допуску інколи використовують й інші межі, в тому числі значення емпіричної дисперсії $\pm S^2$, а також диктовані деякими приватними міркуваннями, значення $\pm \Delta L$. Однак, установлення таких меж віднімає об'єктивну основу нормування, а отримувані при цьому норми по суті є вимогами щодо обмеження рівнів вібрації, приведеними щодо деяких конкретних умов. Такі норми ґрунтуються не стільки на можливості, скільки на необхідності досягнення певних рівнів вібрації.

Слід відмітити, що нормування вібрації, що здійснюється на статистичній основі, відкриває можливість вибіркового контролю і встановлення найбільш ефективного обсягу вибірки, що дає можливість отримати достатньо обґрунтовані висновки щодо всієї партії машин, що випускаються. Скорочення обсягу вибірки сприяє заощадженню часу та здешевленню виробництва машин.

6.13.2. Порядок оформлення і затвердження норм

Результати контролю вібрації при складанні норм оформляються у вигляді протоколу і спектрограм з указанням на них основних характеристик машин та умов проведення вимірювання вібрації. Для нових створених і модернізованих машин норми вібрації можна встановлювати за даними випробувань п'яти перших зразків з подальшим уточненням за 10 серійних зразків.

При виникненні необхідності створення вібраційних норм для серійно виготовлюваних машин норми розробляються за даними випробувань не менше, ніж 10 серійних зразків.

Розробку норм вібрації здійснює підприємство-постачальник машин, яке надає їх для узгодження або затвердження уповноваженим на це організаціям.

У проекті норм на рівні вібрації повинні бути вказані: завод-виробник машини, номер технічних умов, основні характеристики машини, тип, потужність, кількість обертів, маса, спосіб кріплення опор, основні характеристики віброізолюючого кріплення – кількість пружних елементів, частота вільних коливань машини на віброізолюючому кріпленні, частота основних збурювальних сил машини з указанням їх фізичної природи, режим роботи машини, якому відповідають норми та рівні вібрації, схема розташування контрольних точок вимірювання.

Разом з проектом норм на рівні вібрації представляються: зведені таблиці вібраційних характеристик машин, відібраних для нормування, В таблицях вказуються номери машин і результати вимірювань загального максимального рівня вібрації та значення вібрації в третьоктавних смугах частот.

Проект норм на рівні вібрації машин узгоджується із замовником-споживачем машин і заводами-постачальниками та затверджується організацією-розробником оригіналів технічних умов на дані машини.

Затверджені норми на рівні вібрації вносяться у вигляді додатку в технічні умови на машини.

План заходів щодо доведення конструкції машини представляє заводу-виробнику організація-розробник оригіналів науково-технічної документації, якщо рівні вібрації або методи їх визначення не задовольняють пред'явленим вимогам. Приклад зразка норм вібрації показаний на рис. 6.20.



Рис. 6.20. Зразок норм вібрації агрегату машини

Контроль рівнів вібрації серійних машин на відповідність встановленим нормам здійснюється при дотриманні тих самих умов, при яких виконувались вимірювання вібрації для складання норм.

Машини, рівні вібрації яких в одній або кількох частотних смугах перевищують значення, вказані в нормах, підлягають відбракуванню.

6.13.3. Правила оформлення результатів періодичних випробувань машин

Протокол випробувань щодо оцінки вібрації машини при періодичних, типових й атестаційних випробуваннях повинен містити такі дані:

- тип і номер машини, найменування підприємства-виробника, номер стандарту або технічних умов на машину;
- основні номінальні дані, технічні характеристики машини, тип і характеристики підшипників;
- вид установки машини при контролі вібрації з указанням власної частоти при пружній установці;
- режим роботи під час випробувань;
- методику вимірювань, умови випробувань та вимірювану величину вібрації;
- вимірювальні прилади, тип і номер віброперетворювача;
- результати вимірювання загального максимального рівня вібрації та дані вимірювання в третьоктавних смугах частот;
- висновок за результатами випробувань машини;
- місце, дату випробувань, прізвище випробувача;
- дані щодо оцінки вібрації машини при приймально-здавальних і пред'явницьких випробуваннях включаються у загальний протокол випробувань машини.

Зміст протоколу випробувань може бути змінений відповідно до вказівок, наведених у стандартах або технічних умовах для конкретного типу машини.

6.14. Розробка норм вібрації для контролю технічного стану машин в експлуатації

6.14.1. Розрахунки вібраційних діагностичних норм

Нормування експлуатаційної вібрації залежно від складності механізму машини проводиться в широких смугах частот, в третьоктавних смугах і на дискретних частотах прояву дефектів у кожній точці.

Для контролю технічного стану машин в експлуатації розробляють норми початкових значень вібраційних діагностичних параметрів і допустимі граничні прирощення вібраційного параметра в експлуатації.

Розрахунки граничних вібраційних діагностичних параметрів здійснюють на базі співвідношення між граничними та початковими значеннями структурних і вібраційних параметрів. Граничні значення збільшення вібраційного параметра (ΔL) над початковим ($\Delta L_{и}$) для функціональних (ΔL_{ϕ}) і ресурсних ($\Delta L_{п}$) елементів підшипникових вузлів і зубчастих передач отримані зі співвідношень:

$$\Delta L_{\Phi} = \frac{\delta_{\Phi}}{\delta_{И}} = \frac{L_{\Phi}}{L_{И}} = 2...2,5 \text{ раз; } \Delta L_{\Phi} = \frac{L_{\Phi}}{L_{И}} = 20 \lg(2...2,5) = 6...8 \text{ дБ; } \quad (6.30)$$

$$\Delta L_{\Pi} = \frac{\delta_{\Pi}}{\delta_{И}} = \frac{L_{\Pi}}{L_{И}} = 8...10 \text{ раз; } \Delta L_{\Pi} = \frac{L_{\Pi}}{L_{И}} = 20 \lg 10 = 16...20 \text{ дБ, } \quad (6.31)$$

де δ_{Φ} (L_{Φ}), δ_{Π} (L_{Π}) – зазори (рівні вібрації) функціональних і ресурсних параметрів елементів граничного стану; $\delta_{И}$ ($L_{И}$) – початкового стану.

Із залежностей (6.30), (6.31) випливає, що зміна діагностичного параметру за зазором і вібрацією при переході механізму з одного класу технічного стану в інший відповідає збільшенню початкового зазора в 2,5 рази, вібрації – на 8 дБ. Збільшення їх значень у 8-10 разів, що відповідає 16-20 дБ відносно початкових значень, є граничною величиною.

Нормування початкових значень діагностичного параметра виконується статистичними методами на основі обробки вимірювань вібрації агрегату для кожної контрольної точки. Для категорії механізмів, що мають допустимі проектні вібраційні характеристики, верхні значення нормованих початкових значень діагностичного параметра експлуатаційної вібрації зубчастих передач і підшипникових вузлів визначаються за залежністю:

$$L_{И} = \bar{L} + K\sigma; \quad (6.32)$$

$$\bar{L} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n L_i, \quad (6.33)$$

де \bar{L} – середні арифметичні значення вібрації вибірки, дБ; σ – середні квадратичні відхилення вимірюваної вибірки; K – коефіцієнт для підшипників кочення і високоточних зубчастих передач, $K = 2$; L_i – значення i -го вимірювання рівнів вібрації $i = 1, \dots, n$; n – величина вибірки.

Середні квадратичні відхилення для вибірки $n < 20$ отримують з виразу:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L})^2},$$

а при $n > 20$:

$$\sigma = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n (L_i - \bar{L})^2}.$$

Оцінювання амплітудної неоднорідності (розкиду) спектра може бути здійснене за коефіцієнтом варіації:

$$V = \pm \frac{\sigma}{L} \cdot 100\%. \quad (6.34)$$

Для підвищення достовірності верхнього рівня допустимої вібрації можна встановлювати максимально можливе середньоквадратичне відхилення значень діагностичного параметра:

$$\sigma_n = \gamma \cdot \sigma, \quad (6.35)$$

де γ – табульована величина, що залежить від довірчої ймовірності та кількості досліджуваних об’єктів; σ – середнє квадратичне значення вимірюваної величини, наприклад, доведених машин при виготовленні.

Верхні рівень допустимої вібрації:

$$L_{\max} = \bar{L} + t_p \cdot \sigma, \quad (6.36)$$

де t_p – табульована величина, що залежить від довірчої ймовірності й показує в частках ширину довірчого інтервалу.

Розраховані за формулою (6.36) значення верхнього рівня допустимої вібрації при нормуванні мало чим відрізняються від так званих трисигмових норм:

$$L_{\max} = \bar{L} + \frac{3}{\sqrt{n}} \cdot \sigma \quad (6.37)$$

З теорії ймовірностей відомо, що в межах $(\bar{L} \pm \sigma)$ знаходиться 68,3% усієї сукупності результатів контролю вібрації машин; в межах $(\bar{L} \pm 2 \cdot \sigma)$ знаходиться 95,4%, а в межах $(\bar{L} \pm 3 \cdot \sigma)$ знаходиться 99,7 %.

При визначенні середнього рівня вібрації машин використовується не вся сукупність машин, що випускаються, а певна вибірка із загальної їх кількості. Тому, для більш точної оцінки середнього рівня вібрації, необхідно включити показник, який дозволяє враховувати істинну величину середнього рівня за його частотним значенням. Таким показником може бути середнє відхилення середньої величини \bar{L} , що визначається із співвідношення:

$$\bar{L} = \pm \frac{\sigma}{\sqrt{n}}. \quad (6.38)$$

Середня помилка від середньої величини характеризує показник точності й вираховується за формулою:

$$C = \pm \frac{E}{L}, \% \quad (6.39)$$

Знаючи показник точності C і коефіцієнт варіації V середньої величини можна вирахувати необхідну кількість машин або результатів вимірювання:

$$N = \frac{V^2}{C^2}.$$

Результат визначення кількості машин із співвідношення (6.39) забезпечить отримання з імовірністю 68,3% величини середнього значення, що відхиляється від істинного середнього з точністю, що не перевищує C .

6.14.2. Розробка класів оцінки технічного стану

Розробляють класифікаційні діапазони експлуатаційної вібрації та шкалу оцінки технічного стану, регулювальних і ремонтних робіт для ресурсних і функціональних елементів машини (рис. 6.21), у яких зміну вібрації від почат-

кового до граничного параметра розбито на класи вібраційного стану «відмінний», «добрий», «допустимий», «потрібно вжити заходи», «недопустимий» з різницею інтервалів у 4 дБ між областями, що знаходяться поруч. Різниця у 4 дБ, збільшення або зниження початкової вібрації вказує на важливі зміни вібраційного стану – наявність дефекту, а різниця у 8 дБ свідчить про зміни на рівні переходу механізму в інший клас технічного стану. Діагностування виду дефекту і стану механізму здійснюється методом порівняння поточних значень вібрації з нормованими значеннями технічного стану.

Значення діагностичних параметрів і методи їх визначення, дБ	Діапазон вібрації, дБ	Класи якісної оцінки	
		Технічного стану	Регулювальних робіт
		Недопустимий	Недопустимий
		Вжити заходи	
		Допустимий	
		Добрий	Допустимий
		Допустимий	Відмінний
		Вжити заходи	
		Недопустимий	

Рис. 6.21. Норми вібрації і класи оцінки технічного стану машини (агрегату)

6.14.3. Прогнозування залишкового ресурсу

Вібраційне діагностування механізмів машини проводиться за лінійним трендом віброприскорення (дБ) за часом напрацювання. Отримані співвідношення для прогнозування ресурсу t_p :

$$t_p = \frac{L_{\max} - L_H}{K_T}; \quad K_T = \operatorname{tg} \alpha = \frac{L_{T1} - L_H}{t_1 - t_0}; \quad L_{\max} = L_H + K_T t_p, \quad (6.40)$$

де L_{\max} , L_H – максимальні та початкові значення; $K_T = \operatorname{tg} \alpha$ – кутовий коефіцієнт тренда; L_{T1} – рівень вібрації в поточний момент часу t_1 .

На базі лінійного тренда віброприскорень запропонована модель експрес-діагностування максимального L_{\max} , та залишкового ресурсу при обмеженій інформації – за результатами одного або двох вимірювань вібраційного параметра. Максимальний і залишковий ресурси механізму машини при відомих значеннях L_H та $L_П$ і напрацювання від початку експлуатації на момент діагностування L_1 можна визначити за коефіцієнтом α швидкості наростання вібрації за допомогою одного вимірювання вібрації (рис. 6.22):

$$\alpha = \frac{L_1 - L_H}{\Delta L_П}; \quad t_{\max} = \frac{t_1}{\alpha}; \quad t_{op} = t_{\max} - t_1 = t_{\max} \frac{L_П - L_1}{\Delta L_П}.$$

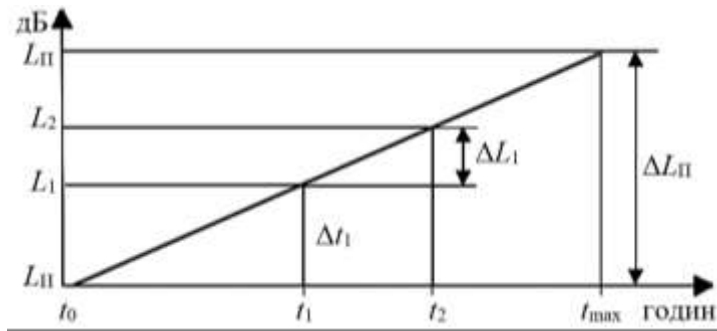


Рис. 6.22. Графік визначення ресурсу об'єкта діагностування

У разі відсутності даних про напрацювання елемента з початку експлуатації необхідно провести два вимірювання через проміжок часу напрацювання Δt_1 , тоді:

$$A = \frac{\Delta L_1}{\Delta L_{II}}; \quad t_{\max} = \frac{t_2 - t_1}{\alpha} = \frac{\Delta t_1}{\alpha}; \quad (6.41)$$

$$\Delta t_1 = t_2 - t_1; \quad t_2 = t_{\max} \frac{L_2 - L_{II}}{\Delta L_{II}}; \quad i_{op} = t_{\max} - t_2; \quad t_{\max} = \frac{L_2 - L_{II}}{\Delta L_{II}}. \quad (6.42)$$

Прогнозування залишкового ресурсу за зміною рівня вібрації зводиться до екстраполяції знайденого тренда і визначення моменту його перетину з лінією граничного стану ΔL_{ϕ} , ΔL_{II} .

Технічний стан агрегатів машин визначається за трендовими характеристиками зміни початкового діагностичного параметра (L_{II}) елемента (рис. 6.23).

Прогнозування залишкового ресурсу (t_{op}) в поточний момент (2) діагностичного параметра зводиться до екстраполяції знайденого тренда (1) і визначення моменту його перетину з лінією граничного прирощення вібрації ΔL_{II} , для функціональних елементів (ΔL_{ϕ}) 8 дБ; для ресурсних елементів (ΔL_{II}) – 16-20 дБ. На рис. 6.23 точкою 2 показані поточні виміряні значення.

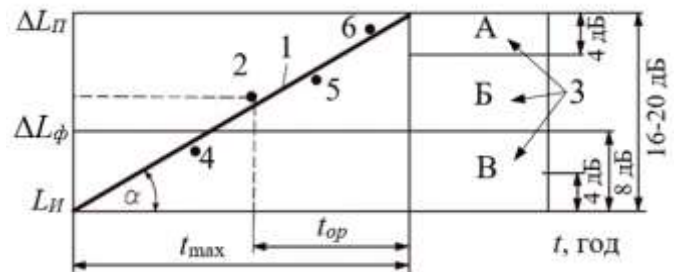


Рис. 6.23. Графік тренда (1) і класів (3) оцінки технічного стану елементів машини

На рис. 6.23 використані такі позначення: ΔL_{II} – допустиме прирощення експлуатаційної вібрації над початковою L_{II} ; 2 – точка поточного контролю вібрації; t_{op} – залишковий ресурс; t_{\max} – максимальний ресурс; α – кут нахилу прямої тренда; 4-6 – виміряні значення вібрації; А – потрібно вжити заходи; Б – допустимий стан; В – добрий.

Висновки за розділом 6

Неможливо виготовити машину, у якої немає вібрації. Вібрація машин – це природна реакція на реально діючі внутрішні та зовнішні збурювальні сили. Вібрація машин є основним показником технічного стану, відхилення механічних, гідравлічних, гідропневматичних та електромагнітних систем машини від ідеального стану.

Метою існуючих вимог стандартів щодо нормування вібрації машин, які проектуються, є зниження шкідливого впливу на спрацювання елементів машин, підвищення їх віброміцності та технічної й екологічної надійності.

Розроблені вітчизняні та зарубіжні стандарти норм допустимої вібрації розраховані на створення надійних і довговічних машин і механізмів для суднобудівельної промисловості, енергетичного машинобудування, авіаційної промисловості, газоперекачувальних агрегатів. В кожній галузі машинобудування зароджуються свої норми на вібрацію машин і механізмів. Базовим стандартом для цих видів машин (механізмів) є ISO 20816-1:2016, яким встановлені значення (для прикладу) допустимих рівнів щодо оцінки вібрації машин для чотирьох груп машин із зонами класів вібрації. Цими значеннями вібрації можна користуватися у разі відсутності нормативних документів, що підходять.

За таблицею у стандарті ISO 20816-1:2016 можна визначити верхню межу зон «добрий», що відповідає задовільному технічному стану машини або вузла, «допустимий», «потрібно вжити заходи», «недопустимий», виражених у СКЗ віброшвидкості (мм/с) у смузі частот до 1000 Гц.

Стандартні критерії оцінки вібрації не враховують велику кількість параметрів, таких як тип машини, габарити, маса, спосіб закріплення, потужність, швидкість, навантаження та мета нормування. Тому необхідно визначити допустимі рівні вібрації для конкретних машин, використовуючи розрахункові та статистичні методи та з урахуванням попередніх досягнень в зниженні вібрації в подібних агрегатах і прототипах.

Інструкції щодо вимірювання вібрації за віброшвидкістю в діапазоні 10-1000 Гц (ISO 20816-1:2016) не дають можливості контролювати вібрації підшипникових вузлів і зубчастих передач, включно з резонансною вібрацією елементів машин, що проявляється у високій області частот до 10 кГц. Тому при нормуванні вібрації транспортних машин кращим показником контролю вібрації є віброприскорення (дБ). Вимірювання вібрації в дБ дають повну вібраційну інформацію про технічний стан машини в частотному діапазоні від 5 Гц до 10 кГц. Логарифмічна шкала сприяє відносному розширенню області низьких частот і стисненню області високих частот, тобто збереженню ідентичного відносного розширення по частоті на всіх ділянках діапазону, що враховується.

Допустимі вібрації машин визначають на стадії проектування. Розробляють склад і структуру НТД щодо способів досягнення заданого рівня вібрації та вимог з вібраційної діагностики машин на стадії проектування, виробництва, доведення та експлуатації. Норми допустимої проектної вібрації механізмів, агрегатів і комплектної машини визначаються розрахунковими і статистичними методами на окремих частотах або в області частот. Раціональною нормою вібрації машин є спектр вібрації, віброактивність конструкції, якість виготовлення, експлуатація в частотному діапазоні від 0,5 частоти обертання валу механізмів до 10-20 Гц. Вібраційне доведення механізмів машин до вимог норм проводиться зниженням вібрації тих джерел, які перевищують вимоги норм допустимої вібрації.

Експлуатаційні норми вібрації встановлюють головним чином з метою контролю вібраційних параметрів технічного стану машин у процесі роботи. Експлуатаційні норми вібрації дають можливість за перевищенням вібрації виявити причини неполадок, види несправностей і відмов механізмів машин.

7. МЕТОДИ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ДОВЕДЕННЯ МАШИН ДО ЗАДАНИХ РІВНІВ ВІБРАЦІЇ

7.1. Завдання проектування та вібраційних випробувань машин

Високі рівні вібрації машин можуть бути результатом недосконалої конструкції та технології виробництва. Отже, завданням проєктантів та конструкторів машин є встановлення, як вібрація може впливати на різні агрегати машини, таким чином, щоб це не зашкоджувало машині, людям та довкіллю. В першу чергу при проектуванні машин важливо визначити допустимі рівні вібрації для кожного вузла та агрегату машини, при яких вібрація не становить загрози машині, людям і навколишньому середовищу.

Відомі методи розрахунку вібрації машин на стадії проектування не дають можливості врахувати багато конструктивних (структурних) параметрів і технологічних факторів. Тому розбіжність між розрахунковими рівнями та реальними в машинах може досягати 40 дБ. При розрахунках вібрації приймають низку не виправданих допущень, які не дають можливості отримати достовірні результати та надійні рекомендації щодо удосконалення конструкцій машини з дуже жорсткими вимогами щодо вібрації, наприклад, електродвигунів категорії S і більш жорстких IEC 60034-14:2018 [49], ISO 29.160.

Відхилення, що виникають під час проектування при заданих конструктивних і технологічних параметрах, а також якість матеріалів, виробничі процеси та умови експлуатації, призводять до формування у кожної машини унікального початкового та змінного технічного стану. Визначення цих станів можливе лише за допомогою методів діагностики, що дозволяють враховувати фактичний структурний, функціональний і динамічний стан машини.

Зниження віброактивності машини в широкому діапазоні частот здійснюється шляхом зменшення вібрації у джерелі виникнення на шляху розповсюдження і передачі вібрації приєднаним конструкціям машини.

Зниження вібрації у джерелі досягається, в основному, за рахунок удосконалення робочого процесу, точності виготовлення деталей, складання, балансування, режиму й умов експлуатації машини.

Оскільки джерелами вібрації машин є деталі та вузли зі спектром власних частот, рівні їх вібрації залежать від спектрального розподілу власних частот деталей і вузлів. Тому при проектуванні та ремонті механізмів підвищеної надійності та точності необхідно розглядати не тільки параметри збурювальних сил, але й динамічні властивості деталей окремих вузлів, агрегатів і комплектної машини в заданих режимах роботи. Дослідження залежності власних частот систем машини від геометричних і фізичних параметрів конструкції та їх зміни у процесі експлуатації дає можливість визначати можливості керування розташуванням власних частот відносно спектра збурювальних сил.

При визначенні впливу динамічних характеристик конструкції на вібрацію виникає необхідність, по-перше, дослідити і виявити основні властиві системі власні частоти з ідентифікацією їх за формами коливань; по-друге, встановити, які з власних форм проявляються від дії сил конкретного джерела віб-

рації (механізму чи пристрою) і призводять до резонансних коливань.

До конструктивних причин появи високих рівнів вібрації відноситься резонансні явища – збіг якої-небудь з частот кінематичного збурення з однією з власних частот механізму як вібраційної системи. Завдання конструктора – не допустити або звести до мінімуму прояв такого збігу та зміну пружних характеристик, жорсткості їх конструкції на певних режимах роботи і дії зовнішніх сил. Конструктор також повинен враховувати власні частоти деталей, які можуть змінюватися внаслідок ослаблення натягів у посадках, появи зазорів і подібних факторів під час експлуатації машини.

Вібровипробування дають можливість виявити амплітудно-частотні характеристики конкретного механізму шляхом використання вібраторів для збурення тестових впливів або слідкуванням за основними частотами збурення та їх гармоніками при зміні частоти обертання вхідного валу механізму. Для ідентифікації резонансних форм власним формам коливань достатньо мати засоби збирання й обробки інформації про просторовий розподіл амплітуд і фаз коливань, наділені додатковими аналізуючими пристроями для виділення дискретних частот із загального спектра вібрації.

Іншою складною конструктивною, технологічною й експлуатаційною причиною підвищеної вібрації є нелінійні коливальні ефекти через локальний або постійний прояв нелінійних пружних і демпфувальних властивостей окремих вузлів механізмів типу зазор, зміна натягу, посадок деталей, плями контакту, недостатня або занадто висока жорсткість і т. п. Пояснення цих явищ можливе тільки в рамках нелінійних моделей формування вібраційного поля. В умовах нелінійних взаємодій різних деталей і вузлів машини для нормального і дефектного станів теоретичний спектральний опис коливань стає неадекватним і складним для інтерпретації. Розподілення вимушених коливань у просторі конструкції є або результатом суперпозиції форм власних коливань усієї системи в цілому, або результатом переважного впливу резонансних коливань окремих елементів вузла або конструкцій (балок, пластин, оболонок тощо). У таких випадках теоретично дуже складно, а часто неможливо методом порівняння власних форм з вимушеними встановити ступінь впливу динамічних характеристик конструкцій на вібрацію. Це пояснюється тим, що в широкому діапазоні частот просторові конструкції транспортних засобів мають дуже велику кількість частот власних коливань. Навіть саме завдання виявлення всіх власних частот у широкому діапазоні при точній його експериментальній реалізації вимагає детального, надзвичайно тривалого дослідження кожного з елементів конструкції. Доступними виявляються тільки відгуки вібрації у точках вимірювання на зовнішні та внутрішні збурення та вивчення властивостей цих вібросигналів у часовій області.

Рівні та спектральний склад вібрації визначаються конструкцією та технологією виробництва машини і є наслідком дії в них різних за характером і величиною періодичних збурювальних сил, тому зниження вібрації машини шляхом їх раціонального конструювання та конструктивної технологічності заслуговує уважного відношення. При конструюванні перевищення рівнів вібрації більше заданих норм вважається недопустимим і вимагає доведення або розробки нової конструкції. Перевищення рівнів вібрації більше за допустимі в експлуатації вважається параметричною відмовою.

Традиційні методи зниження вібрації, що базуються тільки на підвищенні точності конструктивних параметрів, без урахування розподілення жорсткості, мас і власних частот деталей і сполучень, пульсуючих моментів, складних перехідних процесів, зумовлених умовами експлуатації, не завжди дають потрібні результати щодо зниження вібрації машин і агрегатів.

7.2. Принципи розробки класів вібрації машин

Сучасні машини – це складні конструкції механічних і гідро-, газо-, аеродинамічних систем з численними деталями і сполученнями.

Конструкції машин в діапазоні дії збурювальних сил мають велику кількість частот власних коливань, що зумовлюють прояв резонансних явищ. Власні коливання або моди характеризуються своєю частотою. Набір таких частот різних коливань системи складає коливальний спектр. Завданням конструктора є усунення тих вимушених і власних коливань, які можуть спричинити резонансні вібрації при дії на конструкцію внутрішніх і зовнішніх сил. Такі вібрації можуть проявлятися при випробуваннях макетних і дослідних зразків та в експлуатації по мірі підвищення збурювальних сил, що з'являється під час робочих процесів через зростання зазорів, ослаблення посадок і механічних зв'язків. При проектуванні машин заданої вібраційної надійності в конструкцію макетних і дослідних зразків повинні бути закладені варіанти створення механізмів і вузлів зниженої віброактивності, а також методи їх випробувань, доведення і вибору оптимальних параметрів конструкції.

В основу раціонального проектування і доведення механізмів до заданого класу вібрації покладені розроблені вібраційні принципи створення механізмів і проведення діагностичних вібраційних випробувань (рис. 7.1), що дає можливість об'єктивно, в лабораторних умовах, до ресурсних та експлуатаційних випробувань допрацювати конструкцію механізмів і машини до заданих рівнів вібрації.

Створення надійних машин – це складний творчий процес досягнення заданого зниження їх віброактивності.

На першому етапі проектування машини розробляють комплекс нормативної технічної документації (табл. 6.1) з указанням допустимої вібрації потрібного класу.

На другому етапі для досягнення заданих рівнів вібрації аналізують статистичні дані вібраційних характеристик відповідних механізмів аналога і прототипів машин, їх норм щодо вібрації. На підставі отриманих даних визначають можливість досягнення допустимої вібрації (рис. 7.1).

На третьому етапі проводять розрахунки значень вібрації, що створюється підшипниковими вузлами, зубчастими передачами та іншими механізмами, які забезпечують допустимий рівень вібрації.

За результатами розрахунків розробляють конструкцію, технологію виготовлення; визначають режими роботи і робочі процеси, точки контролю вібрації, нормовані параметри; розробляють програму випробувань і вимірювання вібрації, вимоги до засобів і режимів випробувань, вимірювань вібрації, карту вібраційних діагностичних ознак дефектів окремих агрегатів і комплектної машини.



Рис. 7.1. Етапи робіт щодо забезпечення вібраційного прогнозування якості розробки та доведення машини

На четвертому етапі виготовляють не менше трьох макетних зразків машини (агрегату). Визначають їх вібраційні характеристики та проводять доведення механізмів шляхом зниження вібрації тих джерел (рис. 6.17), які перевищують установлену норму допустимої вібрації (рис. 7.2). Для конкретного типу машини цей процес може мати багато варіантів.

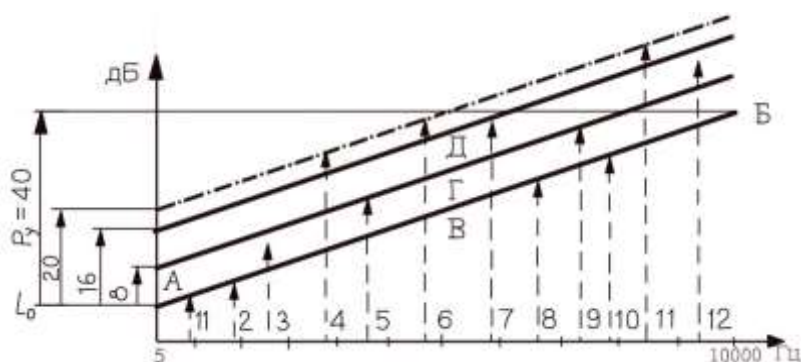


Рис. 7.2. Діапазони рівнів вібрації машин:

класи вібрації: допустимої (В), нормальної (Г), підвищеної (Д); АБ – допустима вібрація; 1–12 – рівні вібрації, збурюваної дефектами аналога машини; L_0 – рівень допустимої вібрації машини

Після доведення макетного зразка до вимог допустимої вібрації виготовляють 3-10 дослідних зразків. За статистичними даними вібрації цих зразків визначають можливості технології виготовлення серійних машин (підрозділ 6.12.2).

Для досягнення заданих рівнів вібрації машини (агрегату), наприклад, класу В (рис. 7.2) необхідно знизити рівні вібрації джерел 3, 4, 5, 6, 7, 9, 11, 12. Рекомендації щодо оцінки якості проектування об'єктів контролю класів В, Г, Д та запасу на спрацьованість, а також коефіцієнти зниження ресурсу K_p за класами Г, Д за рахунок підвищення вібронавантажень, зумовлених підвищенням рівнів вібрації над допустимими, наведені в табл. 7.1.

Таблиця 7.1

Оцінка якості проектування і доведення машин

Клас вібрації	Оцінка якості проектування	Значення рівнів вібрації	«Запас працездатності»	
			дБ	коефіцієнт запасу на спрацьованість, K_p
-	недопустима	більше $L_0 + 20$ дБ	ні	ні
Д	допустима	$L_0 + (8...16)$ дБ	12-4	1,5-0,2
Г	добра	$L_0 + (1...8)$ дБ	20-12	2,5-1,5
В	відмінна	менше допустимої L_0	20	2,5

Очевидно (рис. 7.2), що в механізмах класу вібрації В діють невеликі енергетичні рівні (рис. 2.11, 3), які визначають повільні деградаційні процеси. Відповідно і розрахунки надійності таких машин повинні виконуватися за закономірними процесами старіння матеріалів. Оскільки в машинах низького технічного рівня проектування з рівнями вібрації класів Г і Д (рис. 7.2) відбуваються переважно швидкі процеси спрацювання (рис. 2.11, 1, 2), то розрахунки і прогнозування надійності таких машин повинні виконуватися вже за іншими розрахунковими моделями із застосуванням інших матеріалів.

Узагальнення вібраційних характеристик великого обсягу машин показало, що критерієм оптимальності закладеної вібрації при проектуванні машин на підшипниках кочення є спектральна вібраційна характеристика, яка за максимальними значеннями рівнів вібрації $(1, \dots, n)$ усіх джерел вібрації (f_1, \dots, f_n) фактичного спектра 7 механізмів машин апроксимується прямою лінією 8 з різницею $P_y = 40$ дБ між значеннями рівнів вібрації на частоті 5 Гц і 10 кГц (рис. 7.3). Ця різниця визначає рівноресурсність механізмів машин на підшипниках кочення (рис. 6.17, 7.3).

Вибір конструктивних рішень, функціональних характеристик і технології виробництва, які забезпечують прогноз виходу вібраційних характеристик проектованої машини (агрегату) за встановлені межі допустимої вібрації або заданих вимог – пряма А'Б' (рис. 6.17), заданого класу (рис. 7.2), можна виконати за наведеними рекомендаціями (табл. 7.2, 7.3).

Оцінювання якості окремих агрегатів і машини в цілому виконується методом визначення фактичних третьоктавних рівнів вібрації, отриманих у кожній контрольній точці для всіх номінальних режимів роботи машини, на відповідність вимогам заданого класу вібрації.

Порівняння заданих рівнів вібрації проектованої машини з фактичними значеннями дослідного зразка дозволяє визначити вимоги до зниження вібраційних дефектів конструкції та технології виробництва.

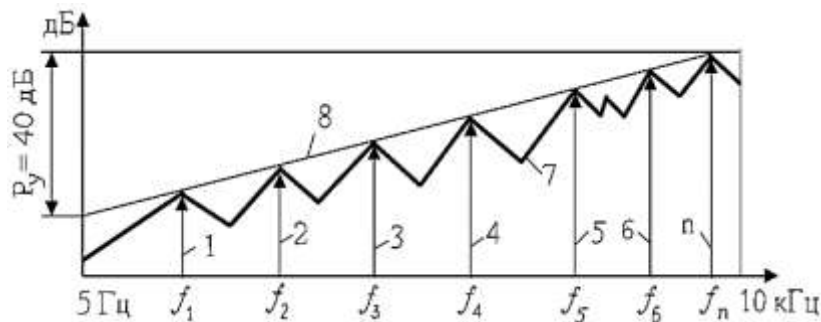


Рис. 7.3. Схема типового спектру оптимально закладених вібраційних характеристик механізмів машини при проектуванні

Таблиця 7.2

Оцінка якості проектування і доведення машин

Шляхи отримання оптимальних віброакустичних параметрів	Зниження шуму або вібрації
<p>1. Зменшення амплітуди вимушених сил і моментів:</p> <ul style="list-style-type: none"> – зниження навантаження (на прикладі коробки передач) – зменшення осьового зазора між зубцями конічних передач до 0-0,1 мм – зменшення швидкості обертання коліс – збільшення: <ul style="list-style-type: none"> – модуля коліс – ширини коліс – застосування передач: <ul style="list-style-type: none"> – з шевронними зубцями – з косозубими колесами – застосування зубців бочкоподібної форми – шевінгування та шліфування зубців коліс – якісне змащування – збільшення товщини стінок редуктора – застосування для виготовлення коліс матеріалів з великим внутрішнім тертям 	<p>До 17 дБ нижче і на 3-7 дБ вище номінальної</p> <p>7-9 дБ 5-9 дБ</p> <p>Від невеликого (для невеликих коліс) до значного (для великих)</p> <p>Значне для високих швидкостей 2-6 дБА для середніх швидкостей</p> <p>2-5 дБА 5-10 дБА Значне Невелике 3-4 дБ</p>
<p>2. Відлаштування частот власних коливань елементів зубчастої передачі від частот вимушених коливань:</p> <ul style="list-style-type: none"> – зниження числа частот власних коливань коліс і редуктора – зміна розташування коліс на валу відносно опор – зміна маси, моментів інерції, жорсткості елементів коліс і редуктора – перерозподіл енергії коливань в області частот високонадійних елементів, що не визначають точність функціонування системи 	<p>Від невеликого до значного</p> <p>Від невеликого до значного Від невеликого до значного</p> <p>Від невеликого до значного</p>
<p>3. Виключення резонансів параметричних та іншого роду – відлаштування власних частот вібрації від вимушених сил, що створюються:</p> <ul style="list-style-type: none"> – режимами роботи машини – робочими процесами 	<p>Значне Значне</p>
4. Підвищення точності виготовлення коліс один ступінь	3-3,5 дБ
5. Зменшення циклічної похибки зубців коліс на 1 мкм	На 1 дБ

Зниження вібрації агрегатів трансмісії та підшипникових вузлів машин

Шляхи оптимізації вібраційних параметрів і зниження вібронавантаженості деталей	Зниження вібрації, дБ
1. Зменшення дисбалансу та неспіввісності валів приводу: – балансування валів мостів і редуктор у складі машини – зменшення не співвісності під час монтажу агрегатів – зниження швидкості обертання валів до 1000 хв-1	20-30 до 10 7-17
2. Підвищення жорсткості підшипникових вузлів: – попередній осьовий натяг підшипників в опорах установка підшипника: – в корпус з оптимальним зазором (20-30 мкм) – на шийку вала з оптимальним натягом (10-15 мкм) – у плоскості максимальної жорсткості корпусу – жорстка або пружна фіксація підшипників в отворах корпусу – зменшення довжини вільної консолі валів, що обертаються	7-20 4-10 6-10 - 9 -
3. Зниження вібрації підшипників: – застосування підшипників з радіальними зазорами 10-20 мкм – застосування малошумних підшипників Ш1-Ш8 – застосування кулькових однорядних підшипників по одному в опорі – дотримання вимог монтажу (п. 2) – зниження швидкості обертання підшипників до 1000 хв-1 – зменшення навантаження (для радіального підшипника)	до 35 14 3-5 по п. 2 3,5 до 10

Максимальні значення величин амплітуд усіх спектральних складових вимушеної вібрації механізмів машини в порядку зростання їх частоти повинні апроксимуватися прямою лінією заданого зниження вібрації, тобто А'Б' (рис. 7.4).

Однак, якщо рівні спектра вібрації проєктованого механізму не перевищують заданої прямої А'Б' (рис. 7.4), це ще не повністю доводить його конструктивно-технологічну досконалість.

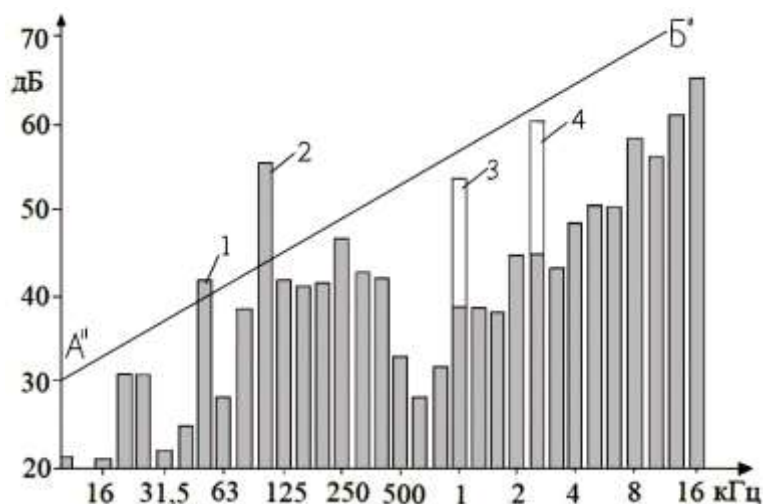


Рис. 7.4. Схема визначення джерел вібрації (на прикладі електродвигуна):
1, 2 – джерела вібрації, що перевищують вимоги А'Б'; 3, 4 – резонансні явища, що вказують на необхідність доведення конструкції

При конструктивно-технологічній досконалісті механізмів машини в трьохкратному та вузькосмуговому (3-10%) спектрі вібрації спостерігаються піки 3 та 4 (рис. 7.4), які перевищують рівень вібрації в сусідніх смугах частот на 8-

20 дБ. Це може свідчити про наявність кінематичних дефектів або резонансних явищ. Надто важливо враховувати, що рівень збурюваної вібрації (рис. 7.4, 3, 4) залишається нижчим, ніж заданий рівень, позначений лінією А'Б'. З рис. 7.4 видно, що на частоті 100 Гц (пік 2) третьоктавного спектру необхідно знизити вібрацію на 11 дБ, що є значно більшою величиною, ніж на частоті 50 Гц (пік 1) спектра аналога. Треба дослідити причини високих рівнів вібрації на частоті 100 Гц, такі як можливі збурення від частоти живлення двигуна, кінематичні та геометричні дефекти деталей, або можливість резонансних явищ в цій області частот. Для підтвердження причин цих високих рівнів вібрації проводять дослідження макетних і дослідних зразків машин на частотах 3 (1000 Гц) та 4 (2500 Гц), докладаючи зусиль для того, щоб вони не перевищували рівень сусідніх смуг на 8-10 дБ.

Доведення макетних і дослідних зразків окремих агрегатів і комплектних машин виконується за тими джерелами вібрації, на яких рівні вібрації у заданих навантажувальних і швидкісних режимах, включно із зовнішніми впливами джерел вібрації 1-12 (рис. 7.2), перевищують значення заданого класу (підкласу) вібрації. Порівняння фактичних рівнів вібрації з допустимими і заданими класами вібрації В, Г (рис. 7.2) дає можливість визначати вимоги щодо вібрації в конкретній смузі частот, на якій проявляються відгуки певних дефектів окремих елементів і конструкції. Знаючи джерела та рівні розрахункової та експериментальної вібрації, що перевищують допустимі рівні вібрації (L_0), обмежені прямою А'Б' 'бо заданим класом вібрації (В, Г), можна розробити заходи щодо вдосконалення конструкції та технології виробництва окремого агрегату, агрегатів складених або у складі машини. З рис. 7.2 видно, що тільки рівні вібрації, збурюваної джерелами 1, 2, 8, 10, є допустимими, а рівні вібрації, збурюваної джерелами 4, 6, 7, 11 не мають «запасу на працездатність» (табл. 7.1).

Експертна оцінка можливостей підвищення ресурсу проектного агрегату трактора класу вібрації В на 1000 год. у Порівнянні з аналогом класу Г ґрунтується на зниженні середньоарифметичних значень віброприскорень підшипникових вузлів на 1,0-1,2 дБ, зубчастих передач – на 1,6-1,8 дБ. Вибір конструктивних і технологічних засобів, які забезпечують прогноз невиходу вібраційних характеристик проектного механізму трактора за встановлені межі допустимої вібрації заданого класу, здійснюється за розробленими рекомендаціями – способами кількісного зниження вібрації. На третьому етапі макетні та дослідні зразки випробовують і доводять до заданих рівнів вібрації. Оптимізація функціональних і вібраційних характеристик при варіюванні конструктивно-технологічних параметрів і технічних характеристик трактора здійснюється цілеспрямовано для зниження вібрації тих джерел, де перевищуються задані значення класу вібрації.

7.3. Стенди для віброакустичного діагностування машин

7.3.1. Обладнання для випробування підшипників та підшипникових вузлів

Методами досліджень вібрації підшипникових вузлів були натурні вібраційні випробування окремих підшипників і підшипникових вузлів з різними

значеннями посадок на вал і в корпус, а також у складі машини. Порівняльним аналізом спектрів вібрації визначались оптимальні структурні параметри підшипникового вузла та його відповідність нормам вібрації.

Випробування окремих підшипників і підшипникових вузлів з різною комбінацією зазорів, натягів, попереднього натягу підшипників проводять на типовому стенді ВНИПП-508 К (рис. 7.5).

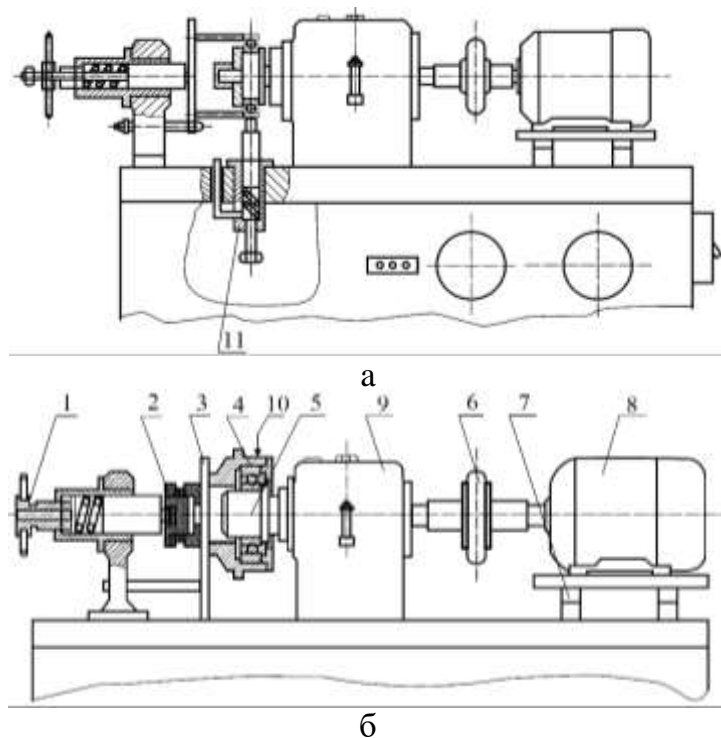


Рис. 7.5. Схема стенда ВНИПП-508 К з підшипником, що випробовують (а) та підшипниковим вузлом (б):

1 – вузол осьового навантаження випробовуваного підшипника та підшипникового вузла; 2 – пружинний демпфер з хвилювою пружиною і текстолітовим корпусом; 3 – гумовий віброізолятор; 4 – підшипниковий вузол; 5 – змінна вал-оправка; 6 – еластична оболонкова муфта; 7 – віброізолятори; 8 – двошвидкісний асинхронний електродвигун; 9 – шпіндельна головка; 10 – місце встановлення віброперетворювачів; 11 – пристрій радіального навантаження підшипника та підшипникового вузла

Частота живлення двошвидкісного двигуна управляється від синхронного генератора. Осьове зусилля при випробуваннях окремого підшипника прикладається в трьох точках до торця зовнішнього кільця (рис. 7.5, а), а радіальне навантаження пристроєм 11.

Вимірювання вібрації підшипників виконували за допомогою віброперетворювача типу 4376, який був кріплений радіально на валу-оправці, призначеному для цього вимірювання (рис. 7.5, а). Щодо підшипникових вузлів (рис. 7.5, б), то їх вібраційні характеристики вимірювалися при жорсткому кріпленні віброперетворювача за допомогою накладної гайки. Фактичні розміри посадкового діаметра отворів у капсулі, де розташований підшипник, і розміри самих підшипників дозволяли їх встановлення з відповідним натягом. Зовнішнє кільце підшипників встановлювалось у капсулі з необхідним зазором. Щоб виключити вплив зусиль стягування з шийки вала на якість підшипника, їх початкові вібраційні характеристики регулярно контролювалися на спеціальному стенді.

Значення вібрації підшипників і підшипникових вузлів можна вимірювати віброметром у третьоктавних смугах в частотному діапазоні від частоти обертання до 10 кГц й аналізувати при випробуваннях двоканальними віброаналізаторами, наприклад, типу 2033 і 2034.

7.3.2. Обладнання для випробування агрегатів та машин

Контроль вібраційних характеристик вузлів складових машини не дає повної картини вібраційного стану машини. Тому наступними є вібраційні випробування агрегатів на заданих режимах роботи машини: на холостому ході і під навантаженням.

Віброакустичні випробування повинні проходити всі вузли, агрегати та комплектні машини, з наступним формуванням початкових параметрів вібрації та шуму в технічній, проектній та експлуатаційній документації.

Для проведення вібродіагностичних випробувань машин використовуються спеціальні стенди. У багатьох випадках для вібраційних випробувань об'єктів діагностування можна використовувати типові стенди ресурсних випробувань. Для цього потрібна їх атестація на придатність для віброакустичних вимірювань вібрації, тобто забезпечення віброконтролепридатності. Основним параметром придатності стендів для вимірювань вібрації є рівень перешкод у контрольних точках об'єкта випробувань.

Вібростенди та їх робочі місця повинні задовольняти таким вимогам:

– встановлення досліджуваного об'єкта на робоче місце повинно забезпечувати віброізоляцію від фундаменту й обмежувати масу приєднаних деталей. Для цього об'єкт випробувань встановлюють на віброізоляторах (рис. 7.6) або підвішують на канатах (рис. 7.7);

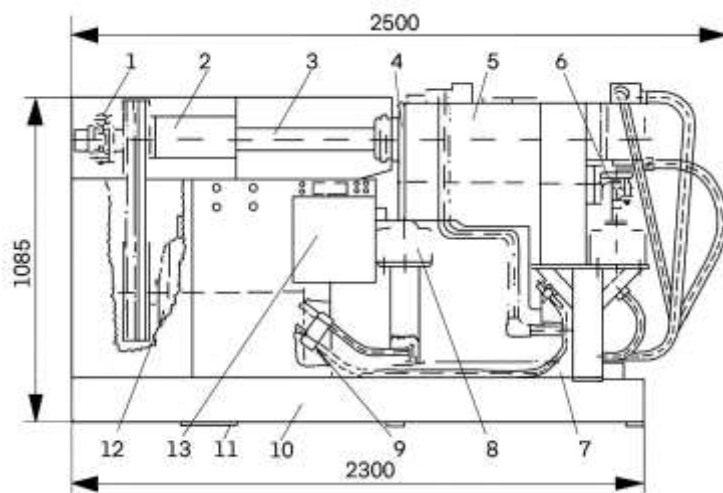


Рис. 7.6. Стенд для обкатки та вібраційного діагностування:

1 – пружна муфта; 2 – опора приводу; 3 – торсійний вал; 4 – оснастка кріплення; 5 – коробка передач, яку випробовують; 6 – фіксатор; 7 – маслобак; 8 – віброізолятор; 9 – гідроапаратура; 10 – рама корпусу; 11 – опора; 12 – електродвигун приводу стенда; 13 – комплект вібродіагностичного приладу

– рівні перешкод у всіх точках вимірювання вібрації у всьому діапазоні досліджуваних частот повинні бути не менше, ніж на 8-10 дБ нижчими значень власних частот вібрації працюючого об'єкта досліджень;

– маса фундаменту стенда або робочого місця встановлення об'єкта, який випробовують, повинна перевищувати його масу не менше, ніж у 8-10 раз;

– додаткові маси (сукупність усіх пристроїв, пов'язаних зі встановленням об'єкта, який випробовують, на робоче місце не повинна перевищувати 0,1 маси об'єкта, який випробовують.

Віброшумові характеристики окремих агрегатів і комплектних машин повинні досліджуватися в заглушених камерах відповідно до вимог технічних завдань, технічних умов і технічної документації на досліджуваній об'єкт (рис. 7.8).

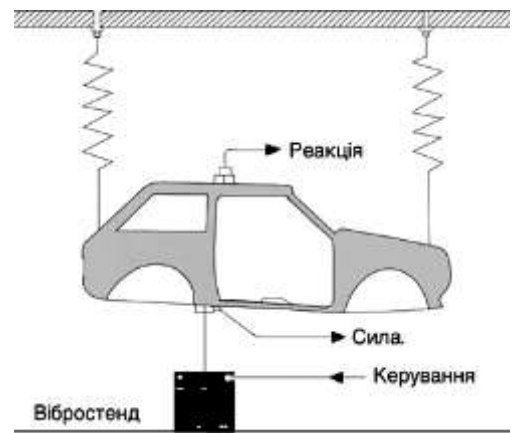


Рис. 7.7. Вібраційні випробування кузова автомобіля

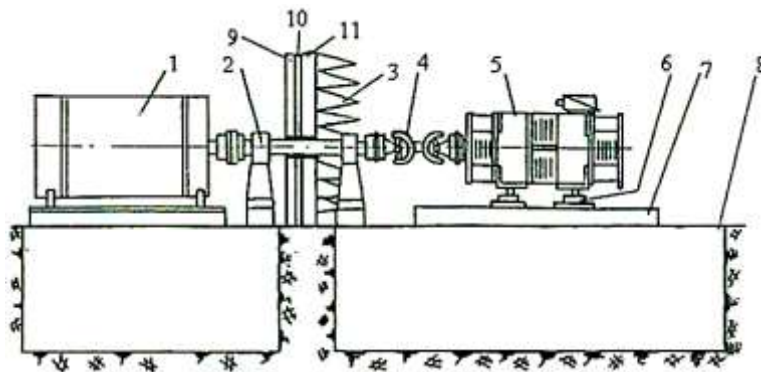


Рис. 7.8. Схема стенда віброакустичної камери випробувань окремих агрегатів і комплектних машин на режимах навантаження і холостого ходу:

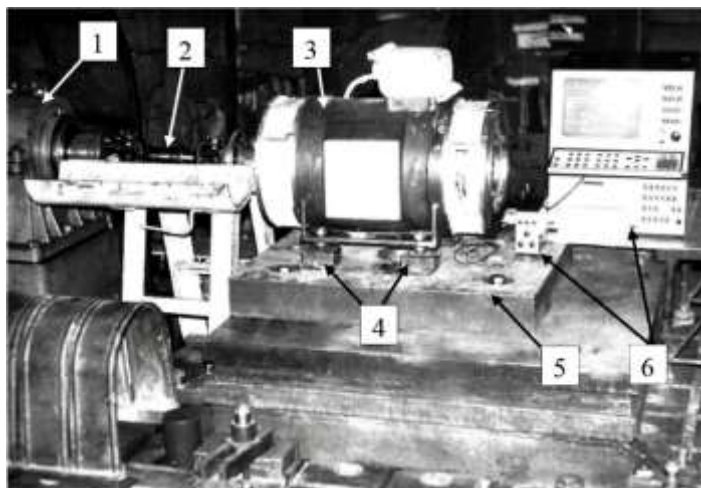
1 – навантажувальна балансувальна електрична машина; 2 – опори валу приводу балансування машини; 3 – звукоізоляція всіх стін, стелі та підлоги приміщення заглушеної камери; 4 – карданний вал приводу; 5 – випробуваний ЕД; 6 – віброізолятори типу АКСС; 7 – монтажна плита; 8 – фундамент віброакустичної розв'язки; 9 – стіни будівлі; 10 – повітряна акустична розв'язка; 11 – стіни віброакустичної камери

Експериментальне обладнання для дослідження віброакустичних характеристик електричних машин показано на рис. 7.9.

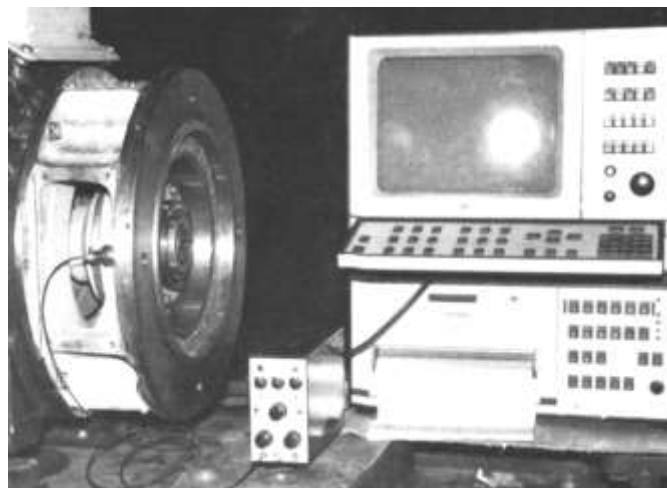
Сучасні європейські трактори при проектуванні проходять повний обсяг випробувань на надійність. Протягом чотирьох тижнів на стендах вібраційних досліджень відтворюють десятилітню експлуатацію трактора. Наприклад, налаштовуючи підвіску переднього моста, менше, ніж за два дні перевіряють більше двадцяти її регулювань. Це дає можливість уникнути низки коштовних і тривалих польових досліджень надійності тракторів (рис. 7.10).

В умовах сильних вібрацій трактори перевіряють на міцність, наприклад, з метою вдосконалення ходової частини та підвіски. Крім того, передбачена можливість тестувати трактор під час сильної вібрації, коли двигун або коробка передач знаходяться під навантаженням.

На гальмівному стенді всі трактори Claas – від Axos до Xerion – тестуються під навантаженням. При цьому загальна гальмівна потужність стенда може досягати 2500 кВт (по 500 кВт на одне колесо та ВВП). Крім того, сучасне обладнання відтворює на стенді різні умови експлуатації сільськогосподарської машини (рис. 7.10, 7.11, 7.12).



а



б

Рис. 7.9. Загальний вигляд стенда віброакустичної камери для випробувань та експериментальне обладнання дослідження електродвигунів:

1 – навантажувальна машина; 2 – карданний вал; 3 – електродвигун, який досліджують; 4 – віброізолятори; 5 – плита стенда; 6 – експериментальне обладнання

На основі проведених досліджень надійності вітчизняних тракторів за період 1985-2000 років встановлено, що їх середнє напрацювання на відмову менше від напрацювання кращих європейських зразків від 1,6 до 2,5 разів. Відмови тракторів, обумовлені недосконалістю конструкції та технології виробництва, становлять в діапазоні від 50% до 65% від загальної кількості відмов. Решта, тобто 35-37% від усіх експлуатаційних відмов, спричинені порушеннями правил експлуатації [50].



Рис. 7.10. Випробування надійності трактора щодо вібраційних параметрів



Рис. 7.11. Випробування трактора Ахіон на гальмівному стенді



Рис. 7.12. Загальний вигляд стенду випробувань тракторів (Claas)

Частковий обсяг випробувань комплектного трактора (рис. 7.13) й автомобілів (рис. 7.14) проводиться на типових стендах. На цих стендах проводять приймально-здавальні випробування щодо шуму та вібрації.

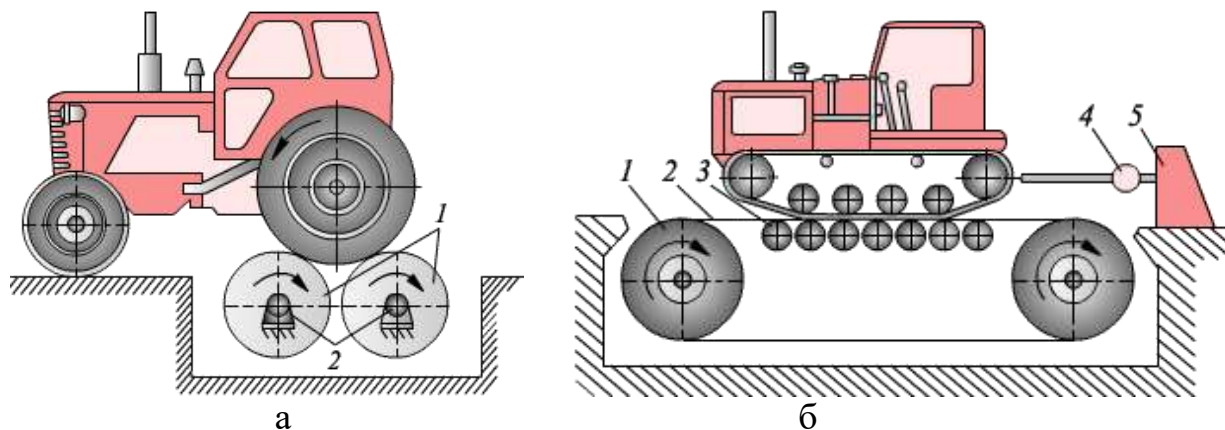


Рис. 7.13. Схема роликового (а) та стрічкового (б) стендів випробування тракторів:

а: 1 – бігові барабани (ролики); 2 – опори барабанів; **б:** 1 – бігові барабани; 2 – гусениця (стрічка) 3 – ролики; 4 – вимірювальний прилад (динамометр); 5 – причальний пристрій (упор)

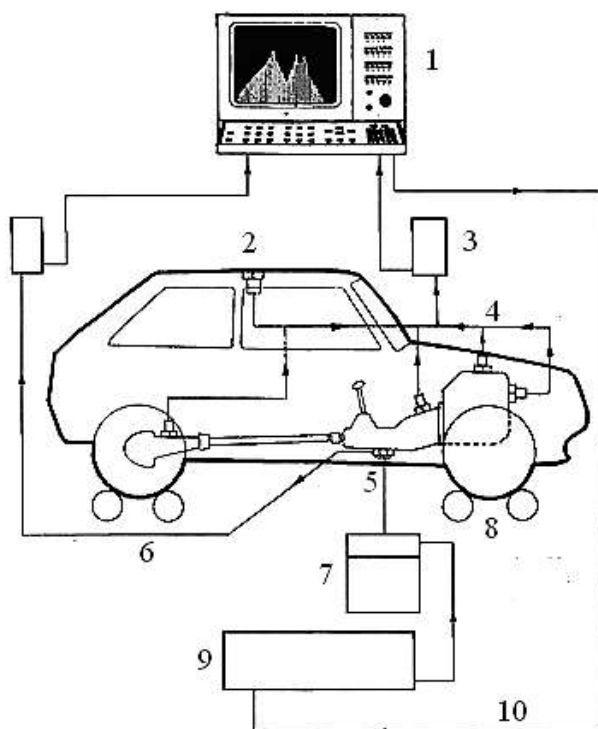


Рис. 7.14. Обладнання й апаратні засоби комплексного дослідження вібраційних характеристик і діагностування машин:

1 – двоканальний аналізатор; 2 – акселерометр, який переміщується; 3 – підсилювач-формувавч сигналу; 4 – сигнал реакції; 5 – датчик сили; 6 – сигнал сили; 7 – вібростенд; 8 – випробувальний стенд з біговими барабанами; 9 – підсилювач потужності; 10 – сигнал збурення

7.4. Обладнання для комплексних вібраційних досліджень машин

7.4.1. Апаратні засоби вібраційних випробувань на стендах з біговими барабанами

Комплексні дослідження вібраційних характеристик машин проводяться на спеціальних вібраційних стендах. На таких стендах можна отримати вібра-

ційні характеристики машин для заданих режимів роботи, а також виконувати їх ресурсні випробування у заданих режимах вібраційного збурення, які імітують експлуатаційні умови (рис. 7.9, 7.13). Але вібраційні стенди для випробувань повнокомплектних машин занадто дорогі. Тому на практиці у більшості випадків застосовують окремі вібростенди та вібростоли для тестових збурень конструкцій в окремих або багатьох точках, залежно від габаритів конструкції та завдань вібраційного аналізу (рис. 7.14).

Підсилювачі потужності. Технічні характеристики підсилювачів потужності фірми Brüel & Kjaer представлені в табл. 7.4.

Вібростенди та вібростоли використовуються для:

- вібровипробувань об'єктів і конструкцій;
- пошуку резонансів;
- випробувань зразків на витривалість;
- досліджень динамічних характеристик конструкцій і моделей.

Таблиця 7.4

Технічні характеристики підсилювачів потужності

Підсилювач потужності		2706	2707	2708	2712	2713
Область застосування		Вібровипробування й акустичні дослідження	Вібровипробування з вібростендами 4801, 4805	Вібровипробування з вібростендом 4802	Вібровипробування з вібростендами 4808, 4809	Реактивне навантаження, гідрофони тощо
Максимальний вихідний сигнал	потужність	75 ВА	220 ВА	1200 ВА	180 ВА	100 ВА
	напруга (СКЗ)	15 В	10 В	27 В	12 В	100 В
	струм (СКЗ)	5 А	22 А	45 А	15 А	1 А
Частотний діапазон	максимальна потужність	10 Гц ... 20кГц	40 Гц ... 10 кГц	5 Гц ... 5 кГц	40 Гц ... 10 кГц	10 Гц ... 200 кГц
	понижена потужність		0 Гц ... 100 кГц	0 Гц ... 100 кГц	0 Гц ... 100 кГц	
Коефіцієнт підсилення (1 кГц)		0 ... 40дБ	5 В/В (±1 дБ)	13,5 В/В (± 1 дБ)	5 В/В (± 2 дБ)	0 ... 60 дБ
Вхідний опір		15 кОм	≥ 10 кОм	≥ 10 кОм	≥ 10 кОм	1 МОм
Номінальне навантаження при максимальній потужності		3 Ом	0,5 Ом	0,6 Ом	0,8 Ом	100 Ом реактивне навантаження
Вимірювальні прилади		–	В-А	В-А	–	–
Захисні пристрої		Регульована межа струму, температура потужних транзисторів	Регульовані межі струму та переміщення вібростола, температура потужних транзисторів, дефект електромагнітів і пристроїв охолодження		Регульована межа струму, температура потужних транзисторів	Регульовані межі напруги та струму, температура вихідного каскаду
Живлення		Однофазна мережа (140 ВА)	Трифазна мережа (700 ВА)	Трифазна мережа (3 кВА)	Однофазна мережа (400 ВА)	Однофазна мережа (200 ВА)
Розміри (В×Ш×Д), мм		133×210×240	177×430× 500	311×430× 500	133×430× 200	133×430× 200

Технічні характеристики вібростендів і вібростолів типу 4810, 4809, 4808, 4801Т, 48018, 4802Т, 48028

Тип приладу	Малогабаритні вібростенди з постійним магнітом			Електромагнітні вібростенди та вібростоли						
	4810	4809	4808	4801 Т, 4801 S (значення в дужках відносяться до вібростенда 4805)						
Вібростенд	4810	4809	4808	4811	4812	4813	4814	4815	4817	4802 Т, 4802 S
Вібростіл	-	-	-	4811 великі прискорення	4812 загальне призначення	4813 великий стіл	4814 види коливань	4815 калібрування	4817 загальне призначення	4818 великий стіл
Максимальна сила (синус, пік. значення), Н	10	45 (60*)	112 (187*)	380 (248)	445 (310)	445 (283)	380 (267)	380 (267)	1780	1780
Максимальне прискорення (без навантаження, пік. значення), м/с ²	500	736 (1000*)	700 (932*)	2060 (1370)	981 (685)	615 (390)	1670 (1180)	1109 (785)	1450	921s
Максимальна швидкість (пік. значення), м/с	-	-	-	1,27	1,14	1,0	1,0	1,0	1,3	1,3
Максимальне переміщення (повійна амплітуда), мм	6	8	12,7	12,7	12,7	12,7	25,4	12,7	19	19
Резонансна частота, кГц	18	20	12	8,5	7,2	5,4	6,4	10,0	5,5	4,5
Динамічна маса рухомого елемента, кг	0,018	0,06	0,16	0,18	0,45	0,72	0,23	0,34	1,22	1,93
Розміри стола, мм	14 (діам.)	29 (діам.)	62 (діам.)	45×45	66×66	100×100	19 (діам.)	15,8 (діам.)	93×93	140×140
Максимальна висота (включно зі столом, приблизно), кг	75	143	200	464**	481**	533**	483**	460**	694***	724***
Загальна маса (включно зі столом, приблизно), кг	1,1	8,3	35	4801 Т – 88 кг; 4801 S – 83 кг; 4805 – 48 кг						
Підсилювач	2706	2706	2712	2707 220 ВА						
Максимальна потужність	75 ВА	75 ВА	180 ВА	2708 1200 ВА						

* З форсованим повітряним охолодженням і підсилювачем потужності 2708

** Зменшується на 160 і 100 мм у разі застосування вібростендів відповідно 4805 і 4801 S

*** Зменшується на 100 мм при застосуванні вібростенда 4802 S

Вібростенди та вібростоли (табл. 7.5) мають такі особливості:

- номінальна сила від 380 Н до 445 Н (пікові значення, синусоїдальна форма хвилі);
- п'ять змінних вібростолів для ефективної й універсальної експлуатації, що містить вібростенд системи;
- частоти осьових резонансів до 10 кГц;
- діапазон віброприскорення до 2060 м/с^2 (210 g);
- загартовані та відшліфовані вібростоли;
- змінні вставки, що використовуються як механічні запобіжники для захисту вібростолів;
- можливість роботи з великими бічними навантаженнями;
- вирівнювання статичного навантаження та центрування вібростола за допомогою постійного струму;
- можливість фіксування під будь-яким кутом в діапазоні $0\text{-}360^\circ$;
- подвійна система підвіски для ефективної віброізоляції;
- невелике магнітне поле розсіювання;
- ефективні блокувальні та захисні пристрої;
- безшумне повітряне охолодження;
- можливість використання вібростенда з постійним магнітом.

Комплексні віброакустичні випробування колісних транспортних машин або їх окремих агрегатів на робочих режимах можна виконати у віброакустичних камерах, використовуючи типові стенди з біговими мал шумними барабанами для випробувань окремих агрегатів або комплектних автомобілів.

При віброакустичних випробуваннях автомобіля на стендах з біговими барабанами визначають спектри вібрації автомобіля на різних режимах роботи в заданих контрольних точках залежно від мети досліджень (рис. 7.14). За результатами вимірювання вібрації визначають динамічні характеристики двигуна, силової передачі, ведучого моста, рами автомобіля, акустичні характеристики кузова і кабіни.

На нерухомому автомобілі із використанням вібростендів і без них визначають власні вібрації різних агрегатів, оцінюють ефективність підвіски силового агрегату з працюючим двигуном, динамічні характеристики віброізоляторів. Вібраційні випробування окремих агрегатів машин можна проводити на типових стендах ресурсних випробувань. Стенди ресурсних випробувань повинні задовольняти вимогам віброконтролепридатності. Для випробовуваних агрегатів, які не пристосовані для установки на робоче місце стенда на віброізолятори, визначаються конструкції технологічних лап.

7.4.2. Визначення форм деформацій і резонансних явищ при використанні стендів з біговими барабанами

Для усунення динамічних проблем необхідно зрозуміти динамічну поведінку конструкції. Це означає, що необхідно визначити деформацію конструкції при критичній частоті. Можуть бути обрані два підходи (рис. 7.15):

- аналіз сигналів = вимірювання форми деформації під час роботи;
- аналіз систем = модульні випробування.

Метою вимірювання деформацій (форми, прогину, згину і т. п.) під час

роботи є визначення вимушеної динамічної деформації при робочій частоті.

Найпростішим і найбільш точним методом є установка акселерометра в довільній точці, яка приймається за опорну, і застосування переміщуваного акселерометра, який установлюється в різних точках та, у разі необхідності, в різних напрямках. Для забезпечення потрібної роздільної здатності точки для вимірювання повинні бути вибрані з достатньо малим проміжком. Вимірювання різниці амплітуди і фази, що віддаються опорним і переміщуваним акселерометрами сигналів, у всіх точках проводяться при усталеному режимі роботи. Використовуваними приладами можуть бути дві окремі одноканальні системи або двоканальний аналізатор, який виконує швидке перетворення Фур'є.

Після цього за результатами вимірювань будують графіки, за допомогою яких визначаються деформації та переміщення окремих частин конструкції, як абсолютні, так і відносні.

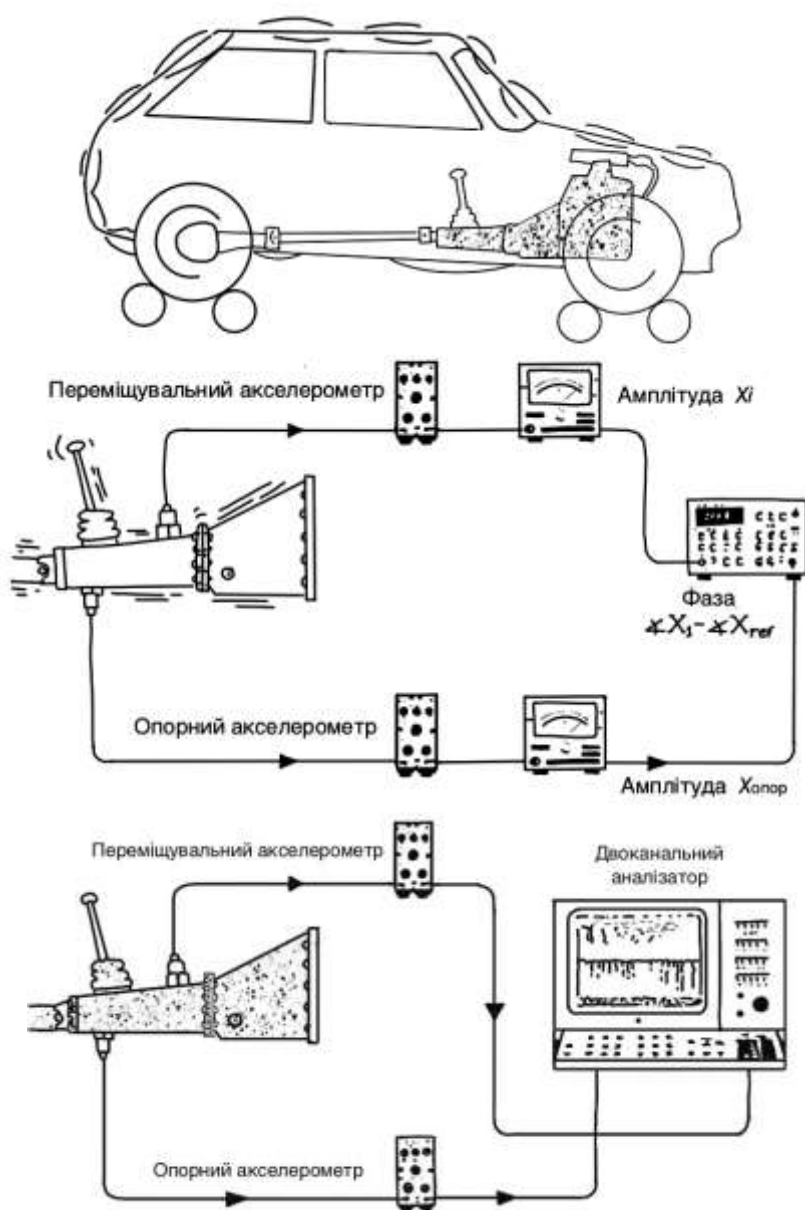


Рис. 7.15. Вимірювання форм деформації:

$x(f)$ – спектр переміщень; $\omega=2\pi f$ – кутова швидкість або кутова частота (рад/с)

Приклад. Визначення резонансних явищ в трансмісії автомобіля КрАЗ 65065 показано на рис. 7.16. З нього випливає, що рівні вібрації (1) головної передачі окремого моста на обкаточному стенді моста значно нижчі, ніж у комплектному автомобілі (3). Причиною підвищеної вібрації всієї трансмісії автомобіля є резонанс карданного вала (2) запропонованого типу для модернізації автомобіля. Вимірювання вібрації автомобіля на стенді з біговими барабанами та на обкаточному стенді моста виконувалися віброаналізатором 2120 у точці 10 (рис. 4.10).

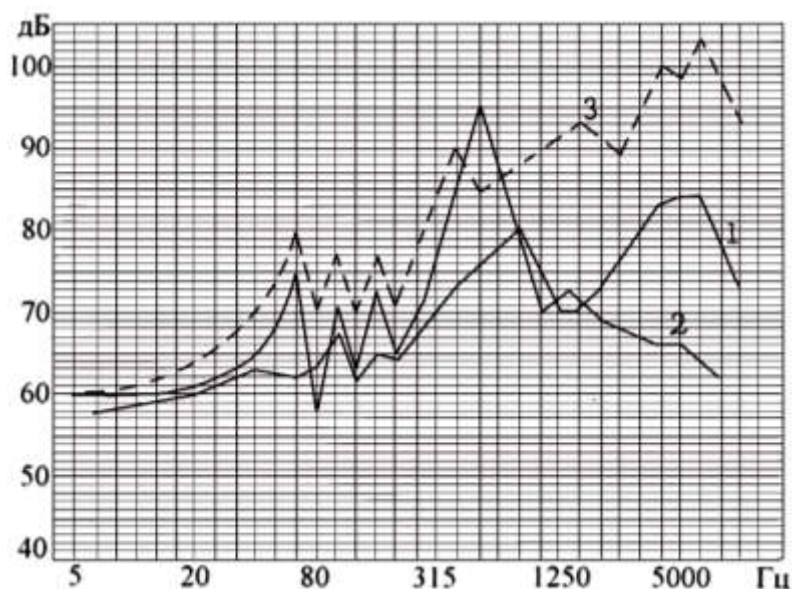


Рис. 7.16. Вібраційні характеристики трансмісії автомобіля КрАЗ-65065:

1 – головної передачі окремого моста на обкаточному стенді при частоті обертання 2300 хв^{-1} ; 2 – карданної передачі автомобіля на стенді з біговими барабанами при частоті обертання 1400 хв^{-1} ; 3 – головної передачі моста автомобіля на стенді з біговими барабанами при частоті обертання 1400 хв^{-1}

7.4.3. Визначення амплітудно-частотних характеристик і форм деформацій

Амплітудно-частотні характеристики машин визначаються на частоті обертання $f = n/60$, на частоті $f = 1,5n/60$, збурені полуторною складовою перекидального моменту, на $2n/60$, збурювані неврівноваженим моментом сил інерції другого порядку на опорних поверхнях (лапах) агрегатів, і у вибраних точках, рівномірно розташованих по досліджуваній довжині сполучених вузлів у вертикальних і горизонтальних напрямках. Визначення амплітуд вібрації віброметром виконується в діапазоні від мінімальних до максимальних обертів з інтервалом 60 хв^{-1} (1 Гц) в режимі холостого ходу при повному і визначеному навантаженнях.

Приклад визначення амплітудно-частотних характеристик силового агрегату трактора Т-150 К представлений на рис. 7.17, 7.18.

Виявити внесок окремих сил у створення вібрації установки в широкій смузі можна за інформацією про амплітуду, частотну і фазову модуляцію. Модуляція вібраційних процесів відбувається через нелінійність властивостей системи та вимірювань параметрів контактів між елементами кінематичних пар та іншими передаточними ланками на шляху розповсюдження вібрації від

мість її виникнення до випромінюючої поверхні механізму або установки. Аналіз спектрів обвідної вібрації в області окремих джерел дає можливість виділити частоту, притаманну окремим джерелам.

Метою вимірювань деформації (форми, прогину, згину і т. п.) під час роботи є визначення вимушеної динамічної деформації при робочій частоті (рис. 7.17, 7.18).

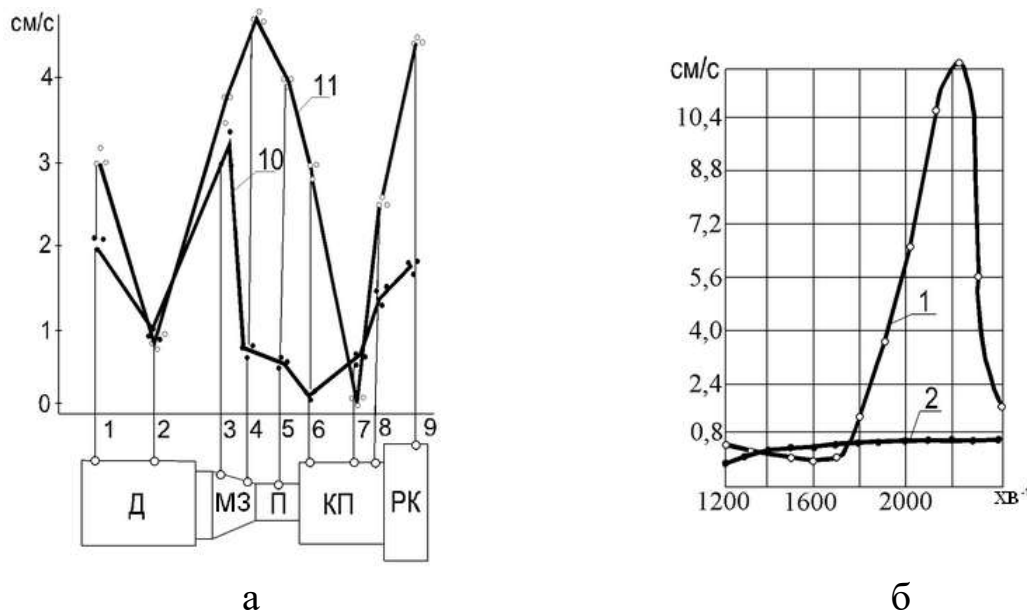


Рис. 7.17. Амплітудно-частотні характеристики силового агрегату трактора Т-150К по довжині агрегату та в області стику МЗ і П у вертикальному напрямку:

а: 1-9 – точки вимірювання вібрації; 10 – при частоті обертання 1000 хв^{-1} ; 11 – при частоті обертання 2000 хв^{-1} ; Д – двигун; МЗ – муфта зчеплення; П – проставочний корпус; КП – коробка передач; РК – роздавальна коробка; **б:** 1 – серійного корпуса МЗ і П; 2 – розділеного силового агрегату (без П)

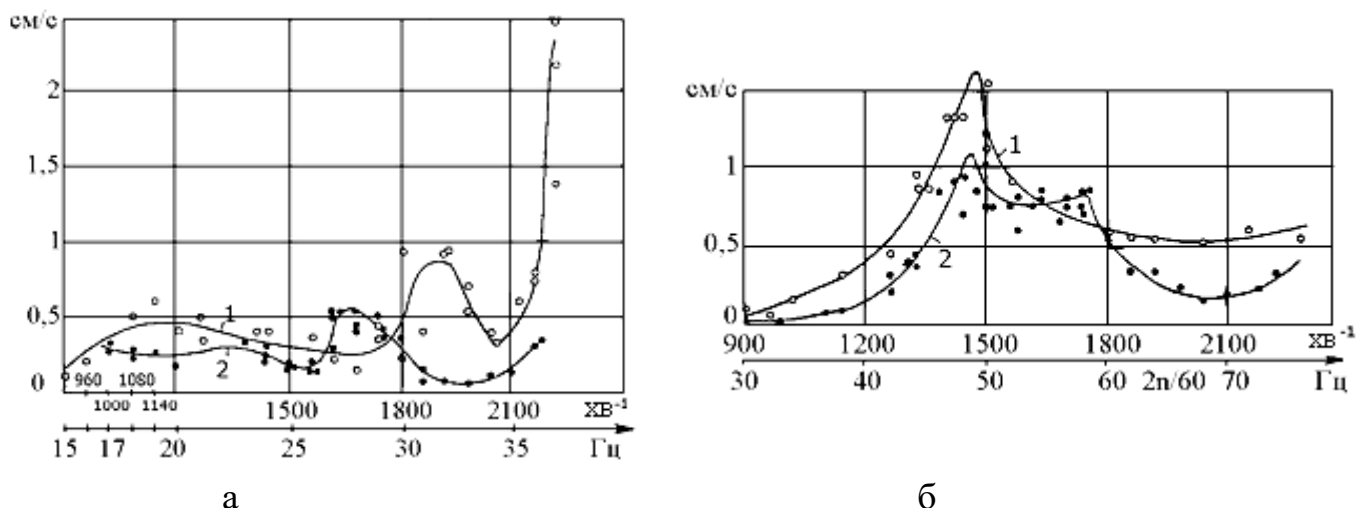


Рис. 7.18. Амплітудно-частотні характеристики віброшвидкості опори агрегату (1) і рами (2) у вертикальному (а) і горизонтальному (б) напрямках

Форма деформації під час роботи – це абсолютна деформація конструкції внаслідок впливу невідомих, але реально існуючих сил. Форма деформації не

дає інформації про незалежні динамічні властивості системи. Тому за її допомогою не може бути отримана інформація про переміщення, відхилення і т. п., спричинені іншими силами або на інших частотах.

У прикладі на рис. 7.17 форма деформації показує, що система трансмісії та двигун переміщуються у вертикальному напрямку. На основі даної інформації можна зробити висновок, що добрим вирішенням проблеми, пов'язаної з вібрацією і шумом, було б обмеження цих переміщень трансмісії та двигуна. Цього можна досягти шляхом збільшення жорсткості, найкраще між точками, різниця амплітуд у яких максимальна, тобто між точками, у яких рухи відбуваються у протифазі.

Збільшення жорсткості є причиною зростання власних частот, причому припускається, що це зростання відбувається за межами робочого частотного діапазону. Міра необхідного збільшення жорсткості може бути визначена з використанням інженерного досвіду, а часто методом проб і помилок.

7.5. Універсальні апаратно-програмні комплекси

7.5.1. Структура вібраційних стендів та апаратні засоби вібраційних випробувань

Загальна схема універсального апаратно-програмного комплексу представлена на рис. 7.19. Функціональні та експлуатаційні характеристики комплексу визначаються, головним чином, його математичним забезпеченням. Використання подібних систем дає можливість легко адаптувати можливості комплексу з урахуванням конкретних завдань щодо збурення об'єкта випробувань, ефективно вирішувати традиційні завдання формування, вимірювання та контролю вузько- і широкосмугових випадкових електричних сигналів із заданими спектральними і статистичними характеристиками (рис. 7.10).

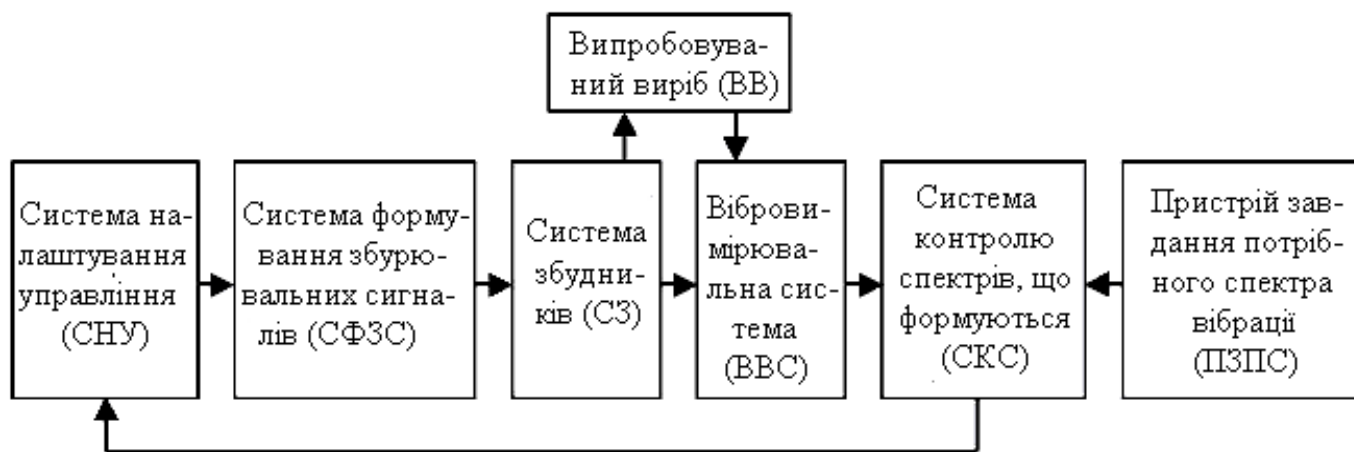


Рис. 7.19. Структурна схема вібровипробувального стенда

Для підвищення якості імітації експлуатаційної вібрації необхідно формувати тестові поля із заданими просторово-часовими (просторово-частотними) характеристиками. Збурення випадкових віброполів із заданими характеристиками також необхідно здійснювати з використанням скінченної кількості джерел вібраційних впливів.

На практиці завдання імітації віброполів зводять до завдань формування випадкової вібрації з потрібними спектральними характеристиками в заданих контрольних точках у найбільш відповідальних місцях конструкції. Для скорочення обсягу випробувань кількість збудників намагаються звести до мінімуму, особливо на першій стадії випробувань. На основі вібровипробувань дають рекомендації щодо допрацювання виробу з метою покращення його властивостей, локалізації можливих дефектів, можливих резонансів, підвищення вібраційної надійності та ін.

Загальна схема вібраційного діагностування об'єкта випробувань представлена на рис. 7.20. Для складних систем випробувань можуть застосовуватися інші засоби.

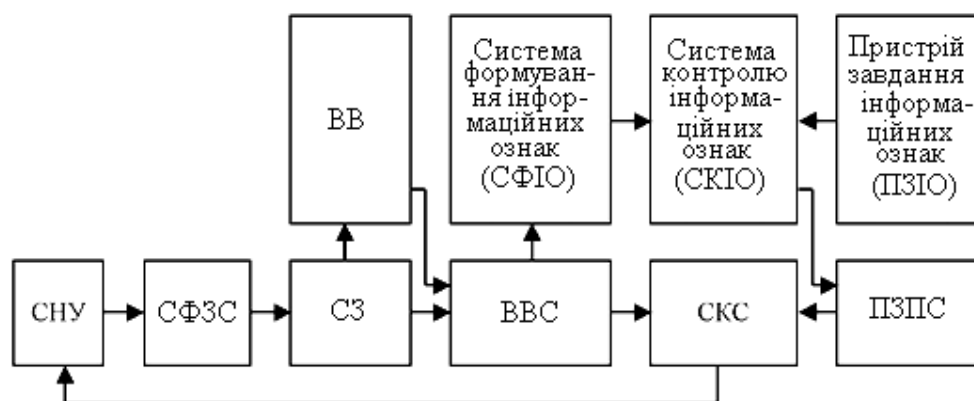


Рис. 7.20. Структурна схема вібродіагностичного комплексу

Діагностування полягає в наступному. Сигнали ВВС надходять на входи СФІО, яка формує інформаційні ознаки з фактичною інформаційною цінністю. СКІО обробляє ці сигнали та на основі порівняння їх з сигналами, що відповідають інформаційним ознакам з потрібною діагностичною цінністю ПЗІО, виробляє управляючий сигнал для ПЗПС. ПЗПС змінює параметри потрібного спектра, за яким СФЗС і СЗ, згідно з управляючими сигналами СНУ, змінюють спектра збурення вібрації стендами (рис. 7.20). Це дає можливість отримати на виході СФІО інформаційні ознаки, що мають діагностичну цінність, близьку до потрібної. Зазвичай діагностичний контур (СФІО, СКІО, ПЗІО) виникає лише на етапі планування досліджень, коли виникає завдання вибору параметрів вібраційних впливів з метою визначення частотних характеристик, забезпечення високої діагностичної цінності досліджень.

На рис. 7.14 показана схема вимірювальної установки, що дає можливість визначати вібраційні характеристики, збурювані під дією внутрішніх сил механізмами автомобіля та під дією заданих зовнішніх сил, збурюваних вібростендом. Апаратні засоби комплексних вібраційних випробувань машин представлені на рис. 7.21. На рис. 7.21, крім названих раніше апаратних засобів, показані: 8202 – інструментальний молоток; 2319 – графобудувач двокоординатний; 2706 – підсилювач потужності; 8200, 8201 – датчики сили.

Двоканальні аналізатори сигналів раннього випуску 2032 та 2034. Аналізатори 2032 та 2034 забезпечують розділення у 801 лінію на екрані та повністю оснащені для досконалого аналізу звуку та механічних коливань. Їх універсальність допускає використання для інших завдань, коли вони не застосовуються при випробуваннях конструкцій.



Рис. 7.21. Апаратні засоби й обладнання вібраційних досліджень машин

Відмінності. Швидкодія відрізняє аналізатори 2032 та 2034. Прилад 2034 аналізує у реальному часі в діапазоні до 800 Гц на двох каналах. Прилад 2032, що працює швидше, здійснює двоканальний аналіз у реальному часі в діапазоні до 5 кГц. Однак обидва аналізатори мають робочий частотний діапазон від 0 до 25,6 кГц та ідентичні пристрої. Вони однаково зручні в користуванні. У багатьох областях випробувань конструкцій, де відповідний частотний діапазон не перевищує 1000 Гц (і отже, швидкодія рідко стає критичним фактором), прилад 2034 виявляється більш доцільним, зокрема з економічного погляду.

Збільшення масштабу. У випадках, коли потрібна вища роздільна здатність по частоті, наприклад, для виявлення піків, що знаходяться поряд на частотній характеристиці, можливо збільшення масштабу. При цьому доступно 15 різних діапазонів, які дозволяють досягти роздільної здатності до 2 мГц у будь-якому частотному діапазоні аналізатора 2032 або 2034.

Можливості використання. Прилади 2032 та 2034, а також інші новітні моделі від різних виробників, надають широкі можливості для обробки даних та відображення результатів. Також передбачено ефективні засоби зв'язу. Слід зазначити, що більшість програмного забезпечення (близько 90%) для аналізаторів 2032 та 2034 виконує функції посібника для користувача. Повні версії меню, що відображаються на екрані, допомагають користувачам ефективно та зручно виконувати необхідні операції. Користувач може налаштувати масштаб горизонтальної та вертикальної осей, враховуючи лінійні або логарифмічні шкали з різними масштабами. Найчастіше використовувані конфігурації можна зберегти у 20 файлах енергонезалежного запам'ятовуючого пристрою для подальшого використання. Прилади 2032 та 2034 комплектуються випробувальним та навчальним блоком, а також детальною інструкцією з експлуатації, що допомагає швидко засвоїти особливості роботи з приладами.

Різноманітні функції. З 34 часових, частотних та статистичних функцій, декілька безпосередньо стосуються модальних випробувань. Додатково до традиційної оцінки функції частотної характеристики H_1 , була введена оцінка H_2 . Функція H_2 менш чутлива до шуму на вході досліджуваної системи та більш точно виявляє резонансні піки при збуренні конструкцій випадковими механічними коливаннями. Для альтернативного представлення часових функцій застосовується перетворення Гільберта, яке при випробуваннях конструкцій ефективно для оцінки затухання на основі спаду імпульсних характеристик.

Інтегрування та диференціювання. Велике значення для випробувань конструкцій має можливість індикації будь-якого показника функції частотної характеристики (податливості, рухомості, прискорюваності) відразу після отримання відповідних даних.

Вхідні блоки та калібрування. Акселерометри та датчики сили (ударні молотки) можуть бути підключені безпосередньо до вхідних гнізд аналізаторів 2032 або 2034 за допомогою мініатюрних передпідсилювачів – збудників лінії передачі, що спрощує систему. Для акустичних досліджень, таких як вимірювання та аналіз інтенсивності звуку, передбачені спеціальні гнізда для підключення пристроїв із мікрофонами та передпідсилювачами.

Генератор сигналів. Використання зовнішнього генератора не потрібне. Аналізатори 2032 та 2034 оснащені вбудованим генератором випадкових і псевдовипадкових сигналів (із можливістю регулювання масштабу), який разом із обладнанням для імпульсних випробувань задовольняє 99% вимог до апаратури для випробувань конструкцій. Також передбачено генератор імпульсних та синусоїдальних сигналів.

Пускові пристрої, вагові функції та покажчики. Аналізатори 2032 та 2034 оснащені універсальними пусковими пристроями та ефективними ваговими функціями. Імпульсна функція дозволяє регулювати затримку і тривалість, а різні експоненційні вагові функції сприяють внесенню штучних затримок у сигнали відгуків для усунення помилок через витоки при ударному збуренні. Вагові функції передбачені як у часовій, так і в частотній області. Ефективні показники дозволяють виділяти гармоніки й бічні та частотні смуги, допомагають визначити потужність у відповідних смугах і розраховувати відносну потужність, частоту, рівень тощо.

Формати індикації. По суті, індикація всіх функцій може бути проведена в одному з шести форматів: дійсна частина, уявна частина, діаграма Найквіста (дійсна частина в залежності від уявної частини), модуль, фаза і діаграма Нікольса (логарифм модуля в залежності від фази). Індикація автокореляційної функції та функції взаємної кореляції, а також імпульсної характеристики може бути здійснена і в комплексній формі за допомогою перетворення Гільберта.

Пристрої сполучення і програми модального аналізу. Через високоуніверсальний та ефективний пристрій сполучення аналізаторів 2032, 2034 або інші віброаналізатори можна з'єднати з різними комп'ютерами, що дає можливість використати сучасне програмне забезпечення. Фірма Brüel & Kjær поставляє пакети прикладних програм для модального аналізу для систем, які мають аналізатор 2032 або 2034 і комп'ютер.

Реєстрація і створення документів. Уся графічна і текстова інформація, представлена на екрані, може бути передана на графічний реєстратор 2313. Дані можуть бути поміщені на зберігання для подальшої обробки реєстратором у відповідності до різних прикладних потреб.

Зберігання інформації. Цифровий касетний магнітофон 7400 використовується для зберігання великого обсягу інформації, отриманої в ході випробувань конструкцій. Цей магнітофон особливо необхідний для реєстрації та обробки даних, якщо на місці проведення випробувань немає комп'ютера. Його додаткова перевага полягає у можливості зберігання як даних і результатів, так і використовуваних параметрів і значень конфігурацій при вимірюванні та зображенні.

7.5.2. Підготовка об'єктів до дослідження динамічних та частотних характеристик

Налаштування і порядок проведення випробувань. Порядок проведення випробувань об'єктів може бути розділений на чотири етапи:

- підготовка модальних випробувань;
- проведення випробувань;
- оцінювання параметрів підбору кривих;
- випуск документації з випробувань та їх результатів.

Обладнанням для випробувань є система для аналізу мод коливань з відповідним програмним забезпеченням для комп'ютера.

Для вивчення динаміки об'єктів необхідно створити умови для вільної підвіски. Одним з методів є підвішування об'єкта на пружних канатах (рис. 7.7; 7.22, 7.23, 7.24) або установка на віброізоляторах (рис. 7.6, 7.8, 7.9).

Для перекриття області низьких частот та лінеаризації потенційних нелінійних властивостей можна використати метод збурення випадковою силою. Сигнал збурення відбирається за допомогою підсилення потужності й подається на електродинамічний стенд. Найкращим методом з'єднання із вібростендом при одноточковому збуренні є кут кузова (рис. 7.22), де як симетричні, так і несиметричні моди будуть мати максимальні амплітуди переміщення. Датчик сили закріплюється шпилькою через отвір з різьбою до рами кузова та з'єднується з вібростендом за допомогою нейлонової чи сталевий штанги-штовхача діаметром 4 мм. Вібростенд розташований безпосередньо на підлозі, яка може поглинати протидіючу силу.

Оскільки об'єкт, який випробовується, має велику масу та гладкі поверхні, акселерометр, що використовується для виміру реакції в області низьких частот вібрації, доцільно закріпити за допомогою магнітного кріплення. Такий метод кріплення забезпечує зручність при переміщенні акселерометра між обраними точками контролю вібрації.

Підсилення та формування сигналів, які генеруються датчиком сили та акселерометром, виконується за допомогою підсилювачів заряду (рис. 7.14, 7.20), налаштованих на калібрувальні значення чутливості використовуваних датчиків. Це дозволяє подавати на аналізатор відкалібровані сигнали. Після цього здійснюється контроль та калібрування всієї системи.

Оптимальні параметри та режими налаштування аналізатора 2034 включають:

- вимірювання та аналіз у двох каналах з усередненими спектрами;
- несинхронізований режим запуску з заблокованим пусковим пристроєм. Аналізатор обробляє дані з максимальною швидкістю;
- лінійне усереднення з максимальною кількістю усереднень.

Усереднення можна зупинити, коли криві стають достатньо плавними; верхня межа частотного діапазону становить 100 Гц; основний частотний діапазон починається з 0 Гц; використання вагової функції Ханнінга є найкращим вибором для випадкового збурення; генератор рекомендовано налаштувати на віддачу випадкового сигналу.

Контроль та налаштування системи можуть бути здійснені за допомогою наступних методів:

– метод вимірювання в місці збурення дозволяє перевірити: чи є спектр сили достатньо плоским; чи є обґрунтований ступінь когерентності; наявність піків прискорення (квадратура); а також наявність антирезонансних областей між резонансами.

– метод багаторазових вимірювань в різних точках, що відповідають різним ступеням свободи збурення, для перевірки присутності усіх необхідних мод у вибраному місці збурення. Для цього методу найефективніше використовувати ударний молоток (див. рис. 7.23).

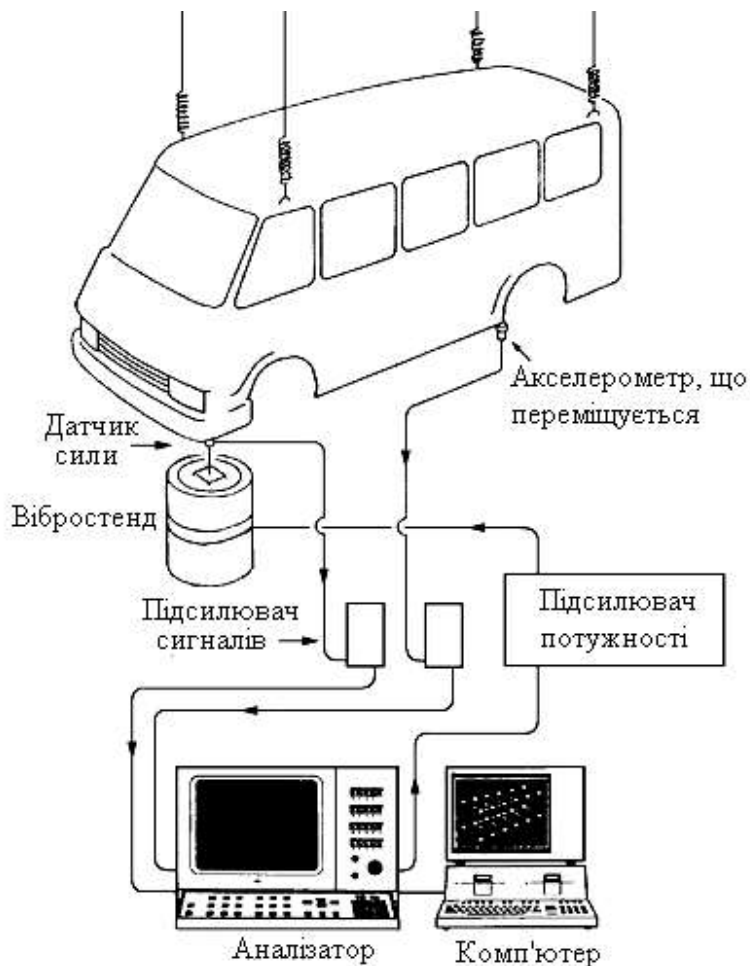


Рис. 7.22. Модальні випробування кузова мікроавтобуса при збуренні вібростендом

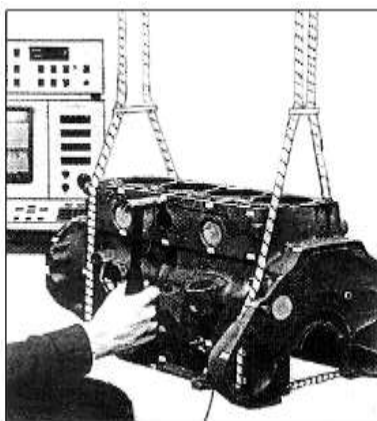


Рис. 7.23. Збурення корпусу двигуна ударним молотком 8202

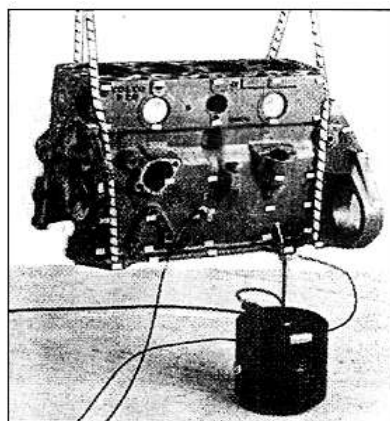


Рис. 7.24. Збурення корпусу двигуна вібростендом 4809 (динамічна сила 45 Н)

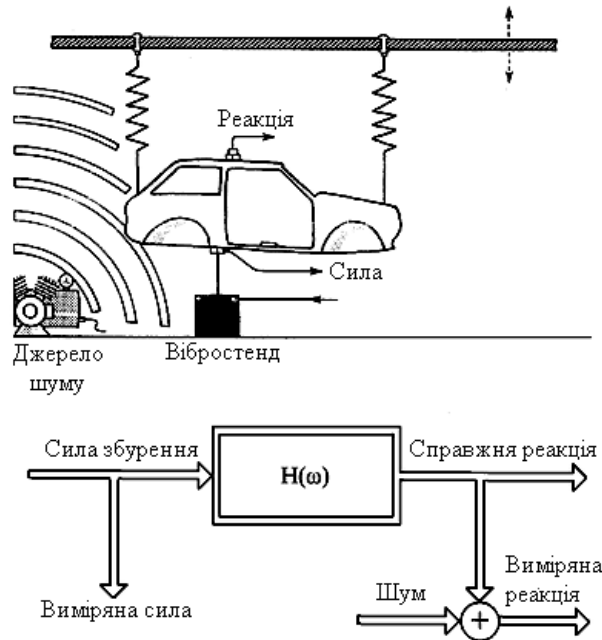


Рис. 7.25. Визначення реакції конструкції з урахуванням перешкод збурення від впливу зовнішнього середовища

На цьому етапі проводять вимірювання та зберігають частотні характеристики між точками, які відповідають ступеням свободи збурення та іншим визначеним ступеням свободи. Комп'ютер керує виводом даних з аналізатора та повідомляє, коли кожна передача завершена, і датчик може бути встановлений у новому місці. Комп'ютер також створює файли даних та зберігає їх на магнітному диску або флешці. У заголовках файлів міститься інформація про ступені свободи, для яких проводилися вимірювання, про режими та параметри аналізатора, калібрування, дату та час, а також будь-які примітки щодо збережених результатів.

Оператор моніторить отримані результати. Спостерігаючи на екрані аналізатора за функцією когерентності та за збіжністю частотних характеристик, оператор може вирішити, коли приймати отримані результати та коли провести необхідне коригування.

Оцінювання частотних характеристик. Часто сигнал реакції містить не тільки реакцію на виміряне збурення, але і реакцію на випадкове збурення, яке виникає через вплив довкілля. Для відсіювання зовнішніх перешкод (електричних сигналів, вентиляції, вітру, працюючих механізмів, кроків людей) на виході досліджуваної системи, які разом із акустичними та внутрішніми динамічними процесами можуть спричинити механічні коливання досліджуваного об'єкта, використовують метод найменших квадратів. Оціночна функція (H_1) дорівнює взаємному спектру реакції та сили, поділеному на власний спектр сили:

$$H_1(\omega) = \frac{G_{FX}(\omega)}{G_{FF}(\omega)}$$

Важливою особливістю функції H_1 є те, що випадковий шум на виході видаляється в процесі усереднення взаємного спектра. При збільшенні кількості усереднень H_1 прямує до істинної частотної характеристики H (рис. 7.25).

Під час експериментальних досліджень конструкції за допомогою вібростенда чи вібратора на виході може виникнути додаткове джерело шуму. Коли конструкція працює на своїх власних частотах, вона стає вкрай чутливою, що веде до значного збільшення амплітуд механічних коливань. У такому стані вібростенд чи вібратор може спрямувати всю доступну енергію на прискорення своїх власних механічних частин, не передаючи енергію для збурення досліджуваного об'єкта. Амплітуда сигналу сили при цьому може знижуватися до рівня внутрішнього шуму обладнання, на відміну від сигналу реакції, амплітуда якого залишається високою і взагалі не залежить від шуму (рис. 7.26).

Ця ситуація може бути охарактеризована присутністю шуму на вході. Оціночна функція, яка зводить до мінімуму вплив шуму на вході, має вигляд:

$$H_2(\omega) = \frac{G_{XX}(\omega)}{G_{XF}(\omega)};$$

$$H_2(\omega) = \frac{G_{XX}(\omega)}{G_{XF}(\omega)} = \lim_{n \rightarrow \infty} H(\omega).$$

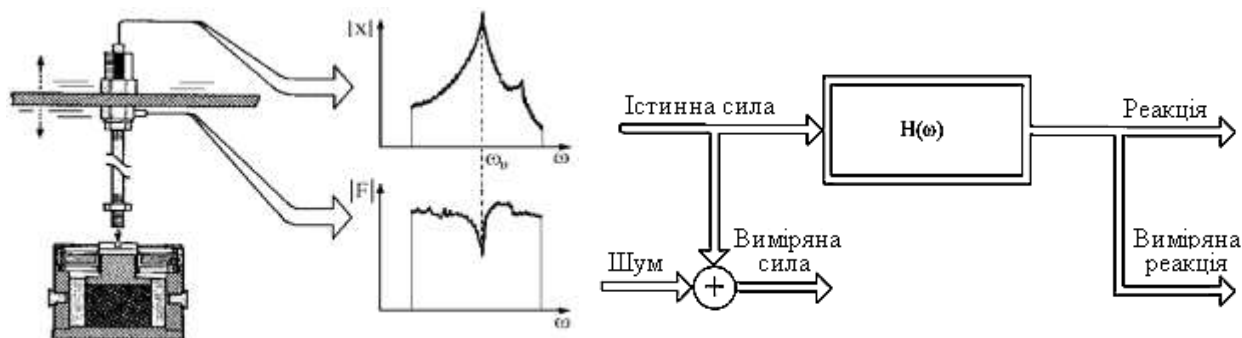


Рис. 7.26. Шум на виході досліджуваної системи

При визначенні H_2 шум на вході видаляється із взаємного спектра в процесі усереднення. При збільшенні кількості циклів усереднення H_2 прямує до істинної частотної характеристики H .

Коли шум є на виході та на вході, функції H_1 і H_2 можна вважати межами довірчого інтервалу для істинної частотної характеристики H .

Функція когерентності надає можливість оцінки ступеня лінійності зв'язку між вхідними та вихідними сигналами. Рівняння для взаємного спектра встановлює, що у разі коли відповідні власні спектри містять некогерентні шуми, то квадрат амплітуди взаємного спектра менше добутку власних спектрів:

$$|G_{XX}(\omega)|^2 \leq G_{XX}(\omega) \cdot G_{FF}(\omega)$$

Це пояснюється тим, що некогерентні шуми виключені з взаємного спектра під час усереднення. Зазначена рівняння дозволяє визначити функцію когерентності:

$$\gamma(\omega)^2 \equiv \frac{|G_{XX}(\omega)|^2}{G_{XX}(\omega) \cdot G_{FF}(\omega)},$$

де $0 \leq \gamma(\omega)^2 \leq 1$.

Граничними значеннями функції когерентності є 1 у разі відсутності шуму та 0 при наявності чистого шуму. Як інтерпретацію функції когерентності можна вважати, що для кожної частоти ω вона показує ступінь лінійної залежності між сигналами на вході та виході системи (рис. 7.27). Функція когерентності аналогічна квадрату коефіцієнта кореляції, який використовується в статистиці.

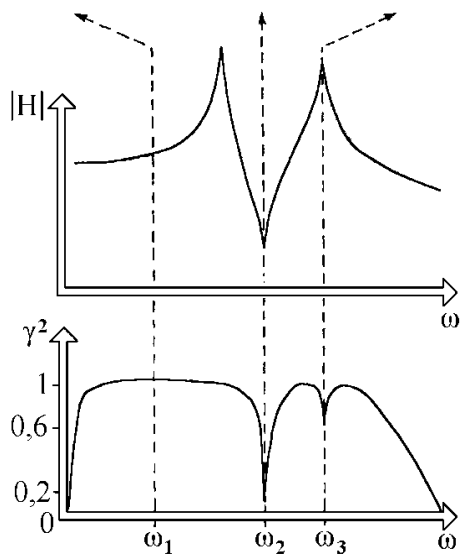
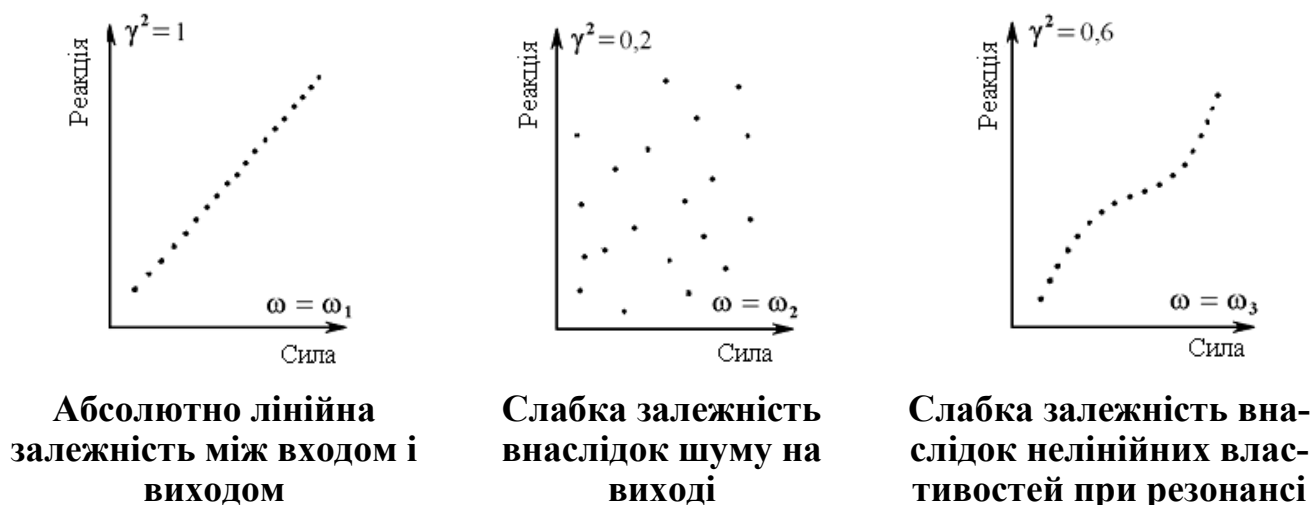


Рис. 7.27. Функція когерентності

При проведенні вимірювань рухомості ця важлива особливість функції когерентності використовується для виявлення ряду можливих помилок.

7.6. Методи збурення конструкцій машин

7.6.1. Склад систем

Динамічні характеристики автомобіля можна досліджувати в дорожніх умовах, а характеристики окремих елементів конструкції – на стендах з біговими барабанами в заданих режимах роботи (рис. 7.14) при одноточковому та багатоточковому методах збурення.

Збурення ударним молотком або вібростендом зазвичай є достатнім для отримання адекватних рівнів механічних вібрацій у процесі динамічного аналізу однорідних компонентів і складових вузлів вантажного автомобіля (рис. 7.28).

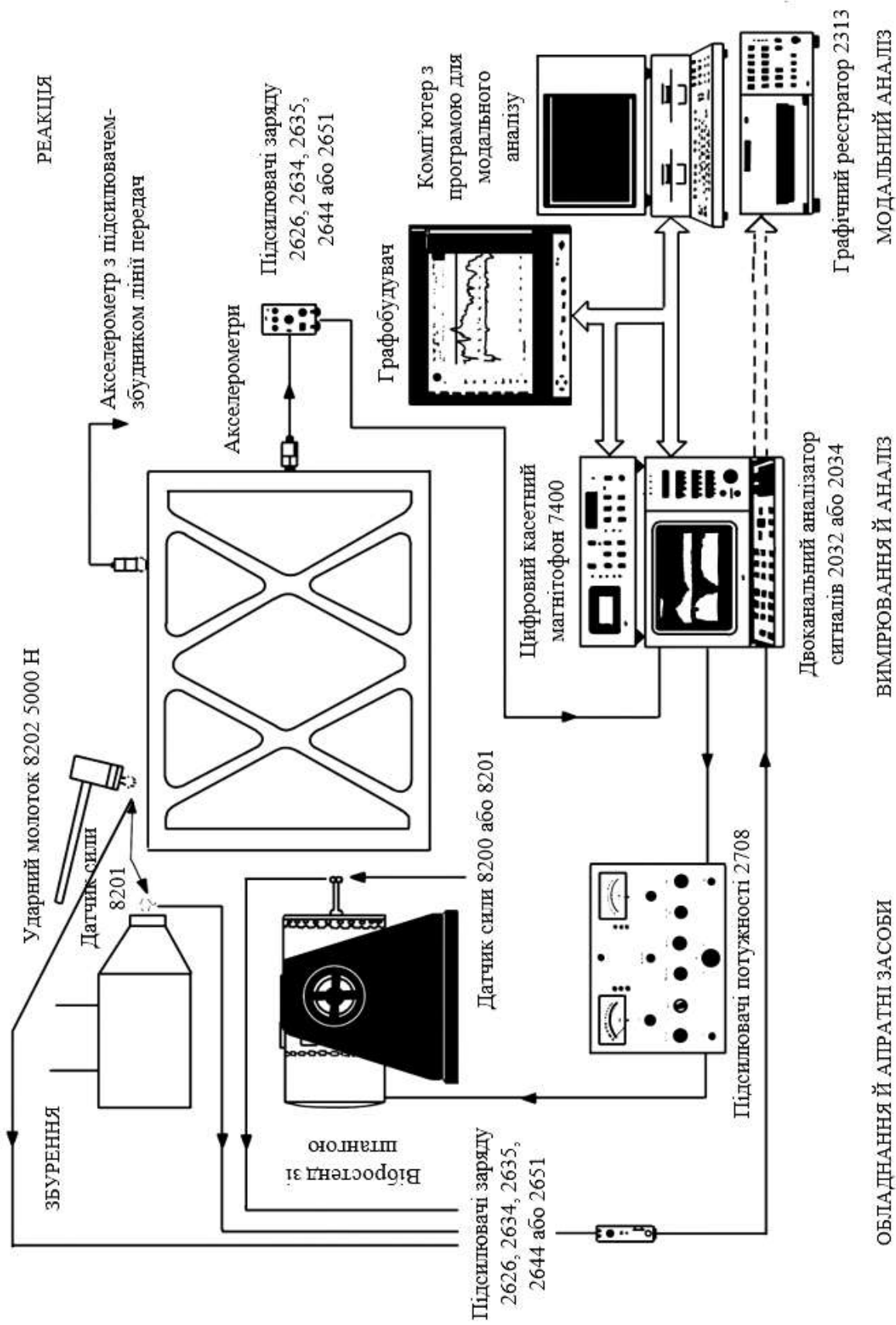


Рис. 7.28. Система для динамічних досліджень конструкцій із застосуванням вібростенда, підвішеної маси або ударного молотка

При випробуваннях більш складних конструкцій, таких як каркаси великих транспортних засобів, крила літаків тощо, розсіювання створюваної джерелом енергії механічних коливань відбувається настільки швидко, що воно призводить до дуже великої різниці амплітуд у різних точках вимірювань. Великі конструкції характеризуються близько розташованими модами і часто виявляються нелінійними при збудженні одним вібростендом.

При збудженні конструкції в кількох точках використовуювані вібростенди розташовують так, щоб відповідні моди збуджувались окремо і послідовно. Таким чином, збудрювана конструкція змушена поводити себе як система з одним ступенем свободи щодо принципів мод коливань, що надає можливість розрахувати відповідні модальні параметри. Складні системи можуть включати до 16 вібростендів і до 1000 каналів з акселерометрами та обладнанням для обробки сигналів, які відображають реакції.

На рис. 7.29 зображено вібровимірювальну систему, яка реалізує методи визначення динамічних характеристик конструктивних елементів при багатоточковому збудженні.

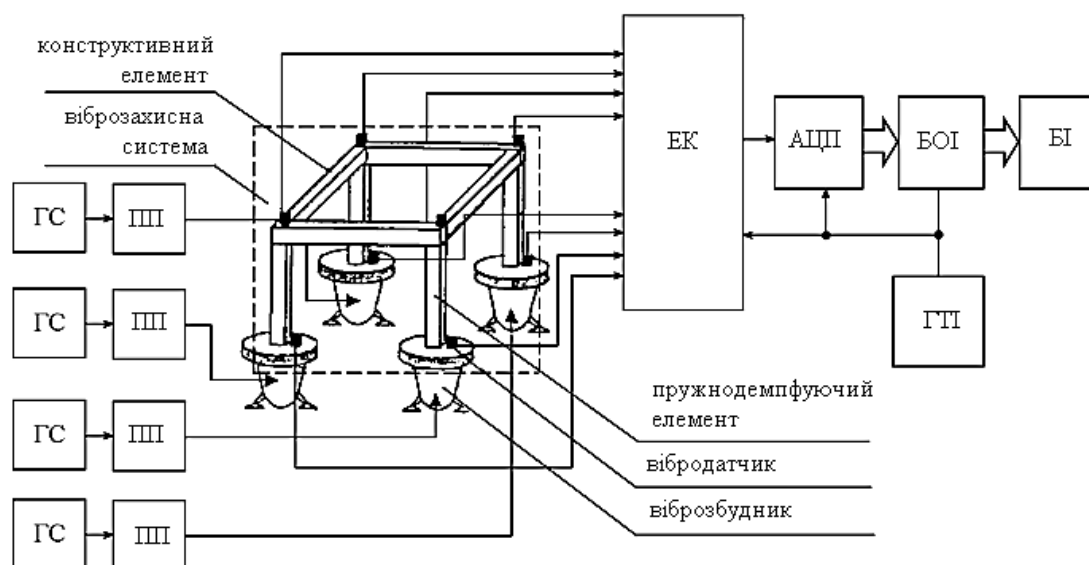


Рис. 7.29. Система визначення динамічних характеристик конструктивних елементів на основі багатоточкових методів віброзбудження

Система містить:

- генератори сигналів (ГС);
- підсилювачі потужності (ПП);
- віброзбудники, на столах яких закріплена досліджувана механічна система;
- вібродатчики, розміщені у вузлах з'єднання конструктивних елементів;
- електронний комутатор (ЕК);
- АЦП;
- блок обробки інформації (БОІ);
- блок індикації (БІ);
- генератор тактових імпульсів (ГТІ).

У якості генераторів можуть використовуватися формувальники як детермінованих (гармонічних, полігармонічних або імпульсних), так і випадкових сигналів.

При використанні гармонічних впливів необхідно по чергово підключати

генератори або забезпечувати їх одночасну роботу на змішаних один відносно одного частотах. Другий випадок, незважаючи на деяке ускладнення обробки сигналів, дає можливість суттєво скоротити тривалість вимірювань.

Один з можливих варіантів побудови системи визначення динамічних характеристик конструктивних елементів на основі одноточкових методів віброзбудження приведений на рис. 7.30.

До складу системи входять:

- генератор випадкових широкосмугових сигналів (ГШС);
- формувач випадкових вузькосмугових сигналів, що містить МК каналів, кожен з яких утворений послідовно включеними смуговим фільтром (СФ) та підсилювачем (П) з регульованим коефіцієнтом підсилення, де M – кількість смуг частот робочого діапазону, K – кількість допоміжних смуг, на які розбивають кожну смугу частот робочого діапазону; блок складання (БС); підсилювач потужності (ПП);
- віброзбудник, на вібростолі якого закріплена платформа із суттєво нерівномірними частотними характеристиками;
- вібродатчики, встановлені у вузлах сполучення конструктивних елементів і точках кріплення виробу до платформи (у даному разі досліджуваною конструкцією є віброзахисна система);
- електронний комутатор (ЕК), суміщений з попереднім підсилювачем;
- АЦП;
- блок пам'яті (БП);
- блок обробки інформації (БОІ);
- блок завдання (БЗ);
- блок індикації (БІ);
- генератор тактових імпульсів (ГТІ).

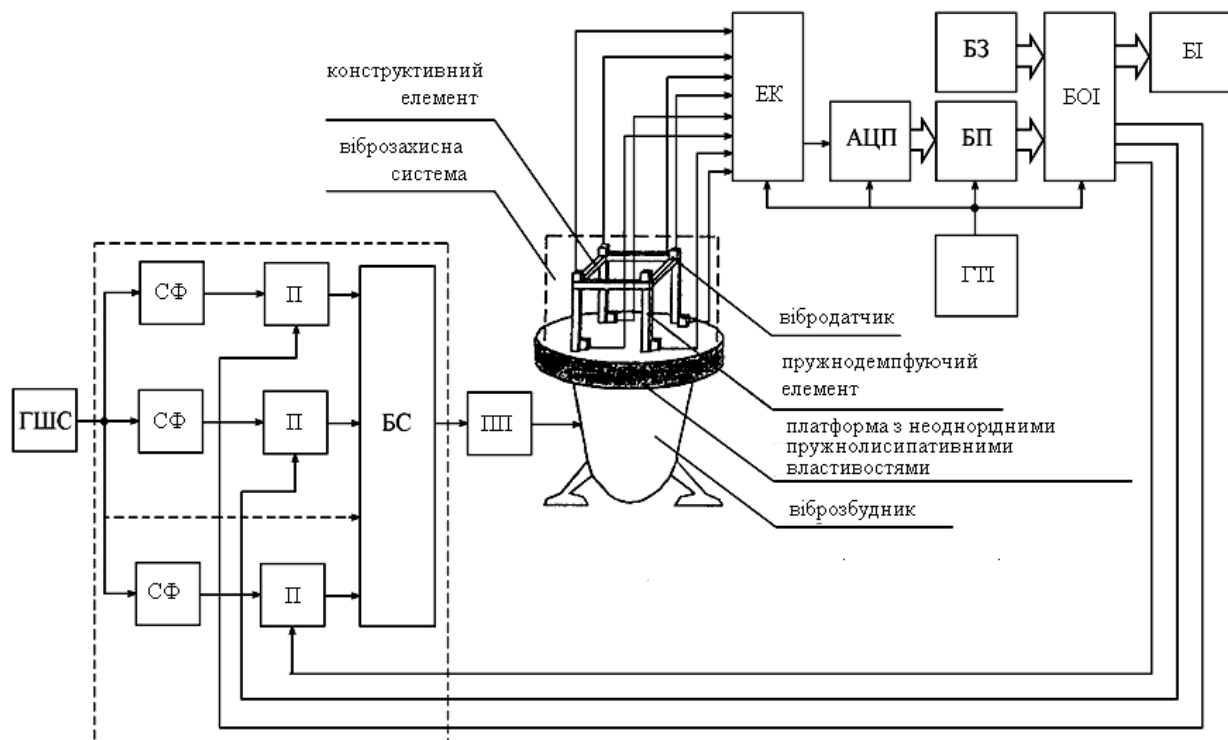


Рис. 7.30. Система визначення динамічних характеристик конструктивних елементів на основі одноточкових методів віброзбудження

Система працює в двох режимах: налаштування та вимірювання. Перед початком роботи в блок завдання вводять потрібні значення власних і взаємних спектральних щільностей потужності вібрації вхідних контрольних точок (точок кріплення пружнодемпфуючих елементів до платформи віброзбудника) в смугах частот робочого діапазону. Ці значення, як зазначено, повинні відповідати умовам експлуатації та забезпечувати одночасно якість визначення динамічних характеристик конструктивних елементів.

У режимі налаштування всі підсилювачі формувача вузькосмугових сигналів мають однакові коефіцієнти підсилення, внаслідок чого на вході віброзбудника формується випадковий широкосмуговий сигнал типу «гаусовський білий шум». Сигнали вібродатчиків після відповідних перетворень надходять у блок обробки інформації. Тут на основі вимірювань значень власних і взаємних спектральних щільностей вібрації вхідних контрольних точок та вхідного сигналу віброзбудника визначаються в кожній допоміжній смузі комплексні частотні характеристики (амплітудні та фазові або лише амплітудні, залежно від використовуваного алгоритму) вібротрактів до цих точок. Результати цих розрахунків зберігаються в блоку пам'яті. Потім блок обробки інформації переводить систему в режим вимірювань. Враховуючи задані в смугах частот робочого діапазону значення спектральних щільностей та отримані в допоміжних смугах значення частотних характеристик, визначаються коефіцієнти підсилення підсилювачів формувача вузькосмугових сигналів. Завдяки цьому, спектральні характеристики вібрації у контрольних точках набувають потрібних значень у смугах частот робочого діапазону.

Одночасно в смугах частот робочого діапазону вимірюють значення власних і взаємних спектральних щільностей потужності вібрації вхідних і вихідних контрольних точок (у вузлах сполучення конструктивних елементів захищеного об'єкта та пружнодемпфуючих елементів системи віброізоляції). За результатами цих вимірювань визначають необхідні значення частотних характеристик конструктивних елементів захищеного об'єкта та пружнодемпфуючих елементів, які відображають їх динамічні властивості.

Приклад системи, яка використовується при випробуваннях, макети окремих конструкцій показані на рис. 7.25 і 7.28. Вона включає в себе цілу низку обов'язкового обладнання і додаткових пристроїв (рис. 7.28).

Для прогнозування реакції (вібрації) досліджуваної конструкції необхідно застосовувати набір модельованих фізичних сил за допомогою вимірювальної динамічної сили.

Збурююча сила може бути створена за допомогою пристроїв різних типів. Для проведення широкосмугового збурення можна розглянути два класи пристроїв – прикріплювані та неприкріплювані віброзбудники.

Приклади прикріплюваних віброзбудників:

- електромагнітні вібростенди;
- електрогідравлічні вібростенди;
- вібратори з ексцентричними масами, які обертаються;
- спеціальні пристрої (ракети тощо).

Приклади неприкріплюваних віброзбудників:

- молотки;

- великі маятникові ударні молоти;
- підвісні кабелі для створення струшувань та ін.

Акустичне збурення не може бути використане при аналізі мод коливань, так як не представляється можливим здійснювати управління спрямуванням і точкою прикладання збурювальної сили. Однак, воно може бути використане для контролю модальних частот і для визначення немасштабованих форм мод.

При моделюванні можна використовувати синусоїдальне, широкосмугове, імпульсне, випадкове розподілення амплітуд у часі та псевдовипадкове збудження (рис. 7.31). Якщо метою випробувань є тільки вимірювання власних частот, то необхідна точність форми хвилі збурення значно менша, ніж при проведенні вимірювань з метою визначення бази для математичної моделі. Витрати на досягнення додаткової точності визначаються часом, який є необхідним для проведення вимірювань, і витратами на приладове обладнання. Синусоїдальні збурення проявляються від дії вільних сил (дисбалансу) або моментів, створюваних елементами, що обертаються. Широкосмугове збурення проявляється у разі дії випадкових сил у нестабільних умовах доквілля і руху автомобіля дорогою. При даному типі збурення йдеться про статистичні параметри, а не дискретні. Отже, результати повинні бути оцінені за допомогою статистичних методів.

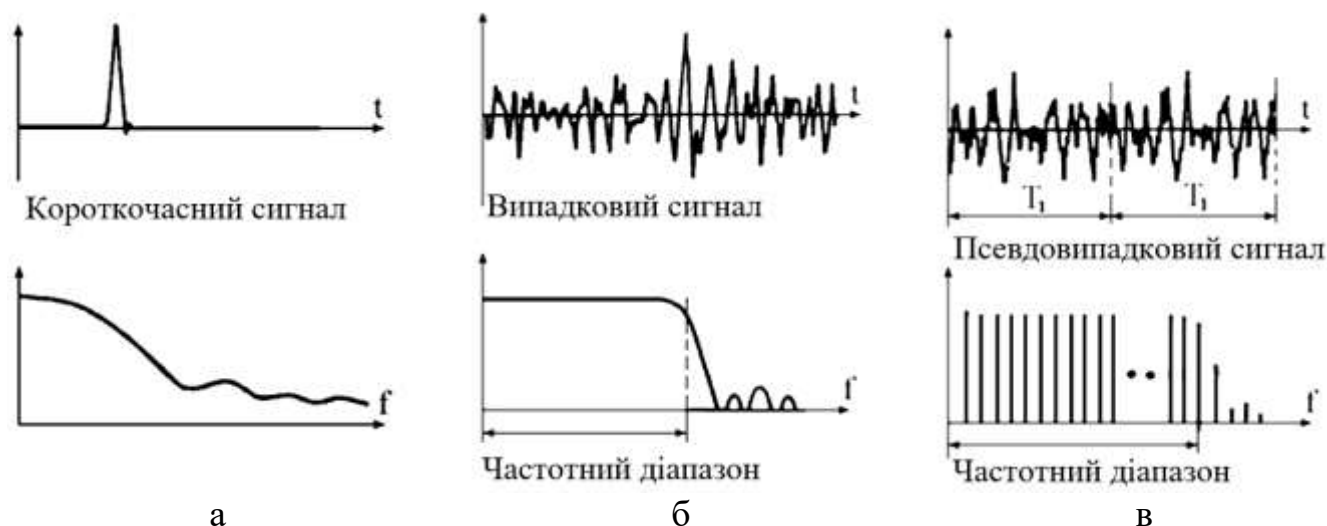


Рис. 7.31. Сигнали збурення ударним молотком (а) та електродинамічним стендом (б, в)

Випадкове збурення. Поняття «випадковий» тут застосовується до амплітуди збурювальної сили, яка, використовуючи статистичні терміни, має нормальне або гаусове розподілення ймовірності.

При даному типі збурення (рис. 7.31) окремі реалізації, що зберігаються у пам'ятовуючому пристрої аналізатора, містять дані по випадковим амплітудам і фазам при кожній частоті. Однак, після перетворення й усереднення спектр сили стає плоским і безперервним, його енергія знаходиться приблизно на одному рівні при всіх частотах. Внаслідок випадкового характеру сили, збурення конструкції при кожній частоті відбувається у широкому діапазоні амплітуд. Це призводить до хаотизації можливих нелінійних ефектів, а наступне усереднення дає найкращу лінійну апроксимацію.

Легко здійснюється управління частотним спектром випадкової сили, завдяки чому розподілення в частотній області може бути обмежене діапазоном, що враховується при аналізі. Аналіз може бути проведений, починаючи з частоти 0 Гц, до граничної частоти ω_T або від частоти ω_1 до частоти ω_2 при збільшенні масштабу частоти.

Генеровані за допомогою електронних пристроїв або синтезовані цифровими пристроями випадкові сигнали збурення підводяться до підсилювача потужності, який приводить у дію електродинамічний вібростенд. У сучасних системах застосовується вбудований в аналізаторі генератор, що працює синхронно з пристроями, які здійснюють аналіз.

Збурення носить випадковий, безперервний у часі характер, але так як час реєстрації обмежений, можуть виникнути помилки розсіювання. Ці помилки можуть бути зведені до мінімуму за допомогою вагової функції, яка сприяє досягненню плавного початку і кінця окремих реалізацій. Для випадкових даних краще за все використовувати вагову функцію Ханінга.

Псевдовипадкове збурення. Псевдовипадкове збурення (рис. 7.32, 7.33) основане на застосуванні періодичного сигналу, який повторюється з періодом, що відповідає аналізованим реалізаціям. Окремі реалізації мають схожу з випадковими сигналами форму хвилі з розподіленням амплітуди, подібним гаусову. Однак, спектральні властивості дуже відрізняються. До переваг відноситься те, що псевдовипадкове збурення вільне від пов'язаних з вибоком і розсіянням сигналів. Це швидкий метод, що допускає збільшення масштабу. Псевдовипадкові сигнали відрізняються хорошим відношенням сигналу до шуму і досить хорошими характеристиками по відношенню до пік-фактора. Недолік – псевдовипадкове збурення не придатне для лінійних оцінок нелінійних систем внаслідок свого детермінованого характеру.

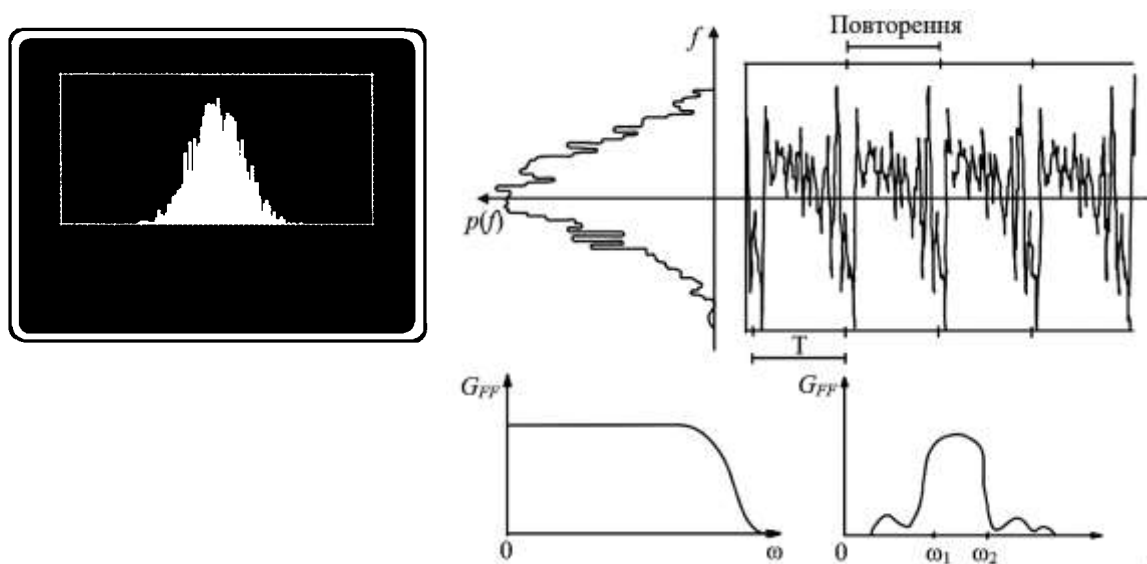


Рис. 7.32. Збурення періодичним сигналом

Так як псевдовипадковий сигнал повторюється при кожній реєстрації або є періодичним з періодом, що дорівнює довжині реалізації, в спектрі є значні зміни:

– спектр стає дискретним і містить енергію тільки при частотах, які враховуються у разі вибірки в процесі аналізу. Можна вважати, що сигнал – це

набір синусоїд з однаковими амплітудами, але випадковими фазами;
 – кожен окремих вимірний спектр має однакові амплітуди і фазу для кожної частоти. Це вказує на те, що усереднення буде мати незначний ефект, за винятком видалення випадкових шумів. Так як конструкція увесь час збуджується силою з однією і тією самою амплітудою, шляхом усереднення не може бути отримана лінійна апроксимація;
 – періодичний характер сигналу усуває помилки розсіювання, але при зважуванні слід використовувати прямокутну вагову функцію.

Робота й управління аналогічні випробуванням з випадковим збуренням. У даному разі генератор повинен бути синхронізований з аналізатором.

Управління спектром досягається здатністю обмежувати збурення в заданому частотному діапазоні. Динамічний діапазон частотних характеристик часто дуже широкий і визначається найвищими резонансними піками та найглибшими впадинами анти-резонансів. Оскільки форма хвилі збудувальної сили зазвичай обирається з метою досягнення ідеально плоского спектра, це призводить до того, що спектр реакції має такий самий широкий динамічний діапазон, що і частотна характеристика. Якщо збурення конструкції відбувається лише в заданому частотному діапазоні, то враховуваний динамічний діапазон є мінімальним (рис. 7.33).

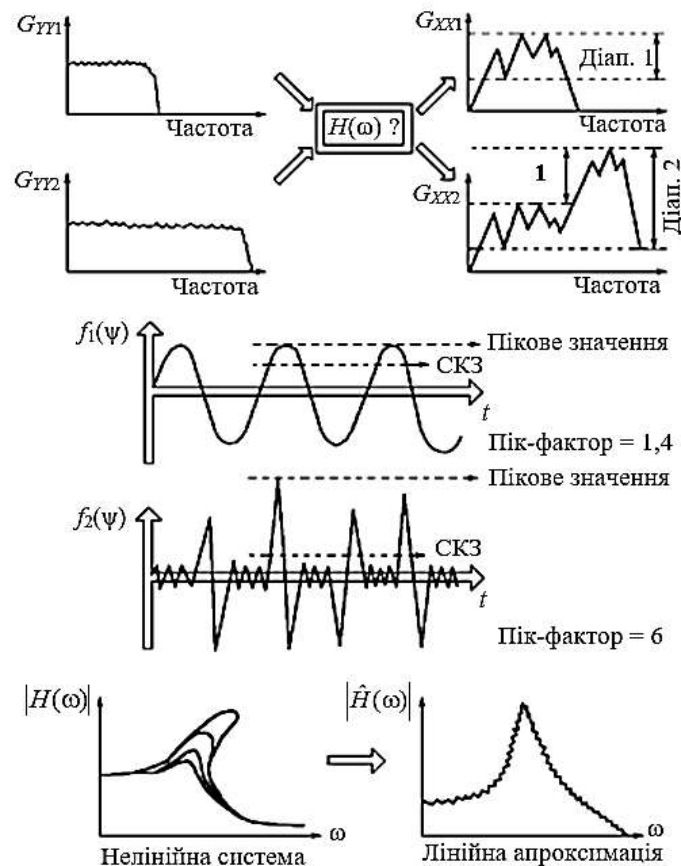


Рис. 7.33. Ілюстрації характеристик пік-фактора й апроксимації

Пік-фактор характеризує наявність або відсутність пікових значень у сигналі. Він визначається як відношення пікового значення до СКЗ сигналу. Очікувана нелінійна поведінка конструкції вимагає врахування нелінійної поведінки, або може бути використана лінійна апроксимація (рис. 7.33).

Аналіз коливань моделей передбачає наявність лінійних систем і використання лінійних моделей. Якщо йдеться про конструкцію, яка виявляє певну ступінь нелінійних властивостей, зазвичай рекомендується використовувати лінійну апроксимацію. При виборі форми хвилі для збудовальної сили з широким діапазоном амплітуд відбувається хаотизація нелінійності, і випадковий характер сигналів потім зменшується завдяки усередненню. Для дослідження нелінійності зазвичай використовується синусоїдальне збурення з максимальним рівнем управління амплітудою.

Під час імпульсного та випадкового збурення створюється допускаюча вимірювання механічна сила, яка приводить випробовувану конструкцію до стану механічних коливань. Збурення може бути здійснене за допомогою електродинамічного вібростенда або ударним інструментальним молотком. Силу збурення зазвичай реєструють за допомогою датчика сили.

Для збурення конструкцій малих або середніх машин можна використовувати ударний інструментальний молоток, п'єзоелектричні та інші вібратори.

У великих конструкцій можна підключити вібратор, який безперервно збудовує набір входних частот. Вібратори можуть бути механічними (кінематичними або інерційними), електромеханічними, електродинамічними або гідравлічними. Збурення вимушених коливань (машин, корпусів, агрегатів) повинно здійснюватися із кроком не більше 1 Гц у зміні частоти збудовуючої сили в заданому діапазоні. Величина збудовуючої сили віброзбудника повинна становити 15% від статичного навантаження на випробовувану опору, корпус тощо.

7.6.2. Збурення конструкції ударним інструментальним молотком

Найбільш традиційним методом збурення конструкції при аналізі мод коливань є застосування ударного інструментального молотка, наприклад, 8202 фірми Brüel & Kjaer. Він схожий на звичайний молоток, але в його наконечник вставлений датчик сили 8200, який сприяє реєстрації прикладеної до об'єкта сили (рис. 7.34, 7.35). Змінні головки передбачені для управління жорсткістю. При ударі молотком випробовуваної конструкції передається механічний імпульс, що має широкий частотний діапазон (рис. 7.34). Механічний удар одночасно збудовує всі моди механічних коливань. Результуючі механічні коливання реєструються за допомогою одного датчика або кількох вібродатчиків, закріплених на конструкції.

Вимірювана сила – це добуток маси ударного молотка з п'єзоелектричним елементом датчика сили та прискорення. Дійсна сила, яка збудовує конструкцію, дорівнює повній масі ударного молотка (включно з датчиком сили і головки молотка), помноженій на прискорення під час удару. Дійсна сила – це добуток вимірюваної сили на відношення повної маси і маси з п'єзоелектричним елементом датчика сили.



Рис. 7.34. Ударний молоток 8202 і датчики сили 8200 та 8201 фірми Brüel & Kjaer

Ударні молотки можуть мати масу від кількох грамів до кількох тонн і частотний діапазон від 0 до 5000 Гц у найлегших моделях і від 0 до 10 Гц у найважчих молотках.

При використанні ударного молотка до одного каналу двоканального аналізатора підключається віброперетворювач, встановлений на молотку, а до другого – віброперетворювач, закріплений на деталі машини або опорній структурі (рис. 7.23, 7.28, 7.35). Потім аналізатор включають, щоб визначити співвідношення входу та виходу при кожній частоті. Такий результат більш повно відображає, чи збудує вхідний удар усі можливі резонансні частоти.

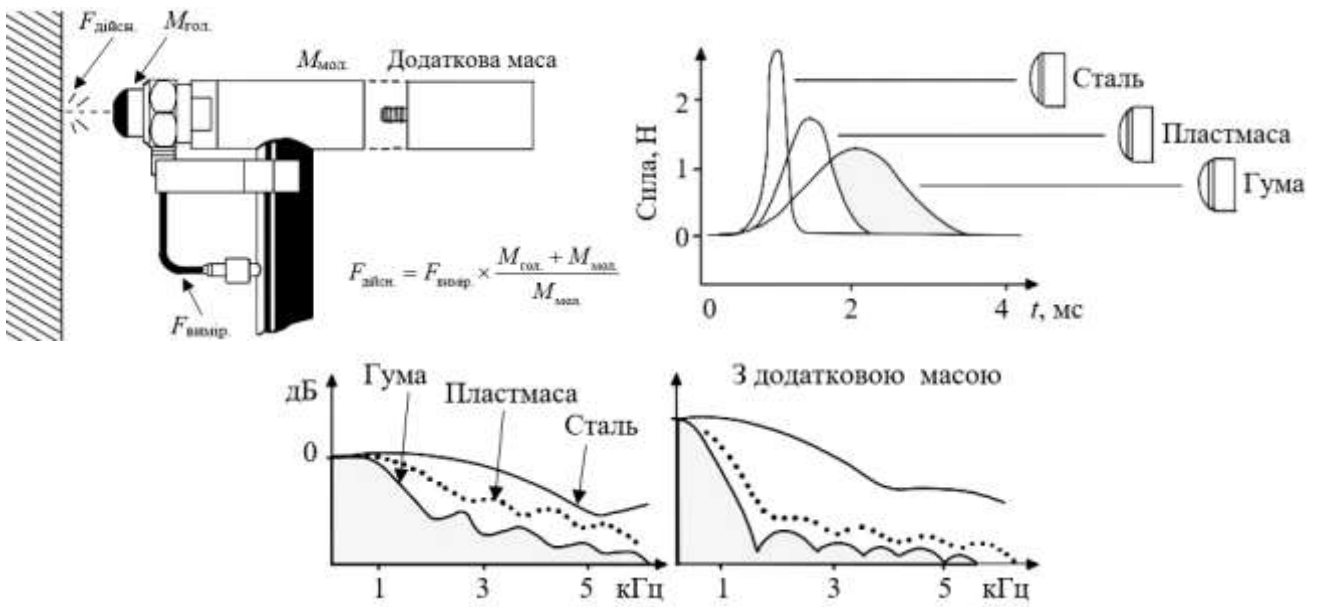


Рис. 7.35. Ударний молоток з датчиком сили та вбудованими головками, передбаченими для управління жорсткістю:

F – сила удару; $M_{гол}$ – маса головки; $M_{мол}$ – маса молотка

До переваг збудження конструкції ударним молотком належать:

- імпульсне збудження може бути застосоване при випробуваннях широкого діапазону інженерних конструкцій;

- метод є швидким і особливо зручним для застосування поза випробувальними лабораторіями;

- немає необхідності у застосуванні кріпильних пристроїв і штовхачів.

Відносна дешевизна апаратури: необхідний тільки ударний молоток, вібродатчик і відповідна апаратура;

- відсутність впливу на конструкцію змінного навантаження, зумовленого масою. Це є особливою перевагою при випробуваннях легких конструкцій, оскільки зміна навантаження від точки до точки може спричинити зсув модальних частот при різних вимірюваннях.

Коливання, що виникають при ударі, є перехідними і короткочасними процесами передачі енергії. Спектр ударної сили є безперервним, з максимальною амплітудою при 0 Гц і з подальшим зменшенням зі зростанням частоти. Спектр має періодичну структуру з нульовим значенням амплітуди при частотах з інтервалами n/T , де n – ціле число, а T – ефективна тривалість короткочасної ударної сили. Найбільш раціонально розглядати діапазон частот від 0 Гц до частоти F , на якій рівень спектра сили зменшується на 10 або 20 дБ (рис. 7.36).

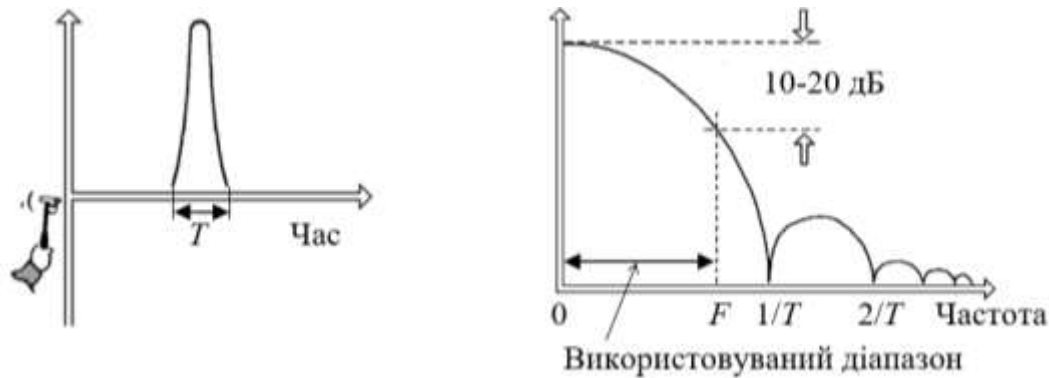


Рис. 7.36. Перехідні процеси при ударному збудженні

Тривалість удару, а, отже, і форма спектра при ударному збудженні, визначається масою і жорсткістю як ударного молотка, так і конструкції. Короткочасний удар має тим більший спектр частот, чим більша його тривалість. При використанні відносно невеликого молотка на твердій конструкції жорсткість головки молотка визначає спектр. Головка молотка діє подібно механічному фільтру, тобто вона визначає частотний діапазон, у якому зосереджена енергія (рис. 7.36). Шляхом вибору жорсткості головки молотка можна вибрати частоти зрізу.

Для того, щоб неідентичність векторів збуджувальної сили не впливала на повторюваність результатів вимірювань, збуджують конструкцію серією ударів з накопиченням інформації методом лінійного усереднення по реалізації відповідно до заданих алгоритмів. Інтервал між ударами в серії повинен бути не менше тривалості вибірки аналізатора для вибраного частотного діапазону.

Детермінований характер ударного збудження обмежує застосування функції когерентності.

Функція когерентності при ударному збудженні показує «ідеальне» значення 1 до виникнення однієї з таких ситуацій (рис. 7.37):

- поява антирезонансу, при якому відношення сигнал/шум має невелике значення. На це не слід сильно звертати. За допомогою певної кількості циклів усереднення крива частотної характеристики повинна стати плавною (у разі шуму на виході використовується оцінка H_1);

- ударні випробування конструкції проводяться з розкидом щодо точки прикладання сили та її напрямку. Це слід звести до мінімуму таким чином, щоб у разі резонансу ступінь когерентності був вищим за 95%. Якщо точка прикладання удару розташована поблизу вузлової точки, функція когерентності може мати дуже мале значення ($\approx 0,1$). Однак це прийнятно, оскільки модальна напруженість у цій точці мала і не має великого впливу на проведення аналізу.

Повні дослідження конструкції здійснюються шляхом почергового ударного збудження у раніше визначених точках і напрямках. Амплітуда, тривалість і частотний діапазон імпульсу можуть змінюватися шляхом заміни наконечника (на пластиковий, гумовий і сталевий; рис. 7.35). Так можна оптимізувати спектри створюваних механічних ударів. Ударний молоток 8202 може бути використаний для збудження конструкцій з масою до 1000 кг. Для збудження більших конструкцій можуть бути виготовлені спеціальні молотки, які містять датчик сили 8201, призначений для важких умов роботи (рис. 7.28).

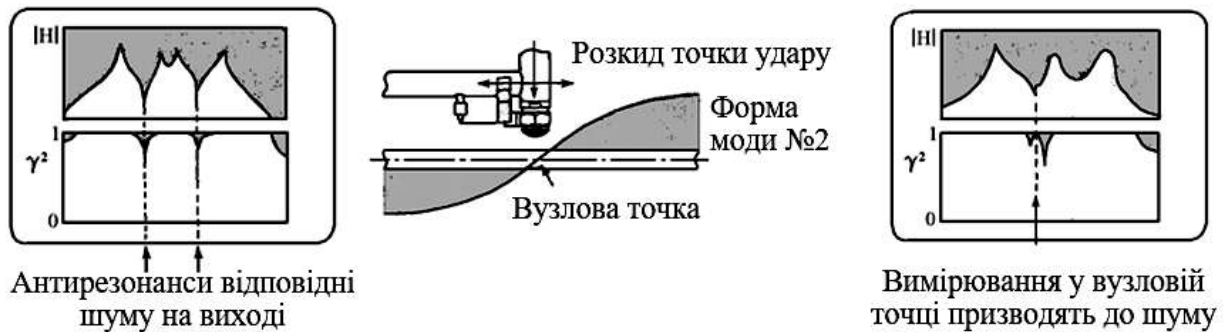


Рис. 7.37. Характеристики ударного збурення

До недоліків використання ударних імпульсів належать:

- великі значення пік-фактора, які роблять ударне збурення незручним для випробувань систем з нелінійними характеристиками, так як при цьому проявляються нелінійні властивості (рис. 7.33);
- для надання потрібної енергії великим конструкціям можуть знадобитися дуже великі пікові сили, які можуть призвести до місцевого пошкодження конструкції, або бути недопустимими для апаратних засобів і сполучень комплектних машин;
- ударні сигнали є детермінованими, а амплітуда сили лише мало змінюється між рівнями перенавантаження і недозбурення. Це означає, що для нелінійних систем не може бути виконана лінійна апроксимація;
- внаслідок детермінованого характеру сигналу функція когерентності не може показати можливе розсіяння або нелінійність поведінки випробовуваної конструкції;
- управління спектром може бути здійснене тільки в області верхньої межі частоти, так що ударне збурення не підходить для аналізу зі збільшенням масштабу частоти.

7.6.3. Збурення конструкції електродинамічними силами

Ударні молотки можуть створювати лише окремі імпульси, тоді як вібростенди можуть забезпечувати періодичне, перехідне і випадкове збурення конструкції. Вібростенд працює подібно до гучномовця, але тут котушка намотана на міцний елемент, який переміщується і пов'язаний з вібростолом. Вібростіл, у свою чергу, з'єднується з випробовуваною конструкцією через штовхач (шток або штангу) та датчик сили (рис. 7.23, 7.24, 7.33).

Загальна сила, що створюється віброзбудником, повинна активувати всі рухомі частини вібростенда, з'єднувальний механізм і випробовувану конструкцію. Точне вимірювання сили, що збурює конструкцію, може бути проведено тільки в тому випадку, якщо датчик сили встановлений безпосередньо на елементі досліджуваної конструкції або якомога ближче до неї.

Вібростенд повинен бути з'єднаний з випробовуваною конструкцією таким чином, щоб збурювальна сила впливала тільки в потрібній точці та в потрібному напрямку. Конструкція повинна мати можливість вільно здійснювати механічні коливання в цій точці з іншими п'ятьма ступенями свободи без обмеження обертального або поперечного переміщення.

Гарним способом є з'єднання вібростенда і датчика сили за допомогою

тонкого штока (штовхача). Це забезпечує високу жорсткість в осьовому напрямку, але низьку поперечну й обертальну жорсткість, що сприяє точному визначенню напрямку збурення. Ще однією перевагою даного методу є те, що штовхач діє як механічний запобіжник між конструкцією і вібростендом, захищаючи їх і датчик від руйнівних перенавантажень. Генератор сигналів виробляє відповідний сигнал збурення, який подається на вібростенд через підсилювач потужності. Сигнал із випадковим визначенням в амплітудній і часовій областях має рівномірний спектр у частотній області. Вібростенди фірми Brüel & Kjaer мають максимальну силу в діапазоні від 10 до 1780 Н (табл. 7.5).

Збурення конструкції випадковими сигналами має описані далі переваги. Частотна смуга сигналу може бути обмежена за допомогою фільтрів (розширення масштабу частотного діапазону в аналізаторах, які виконують швидке перетворення Фур'є), що дає можливість усунути збурення резонансів, частоти яких лежать за межами враховуваного діапазону. Випадкове збурення є найкращим методом збурення нелінійних систем і забезпечує найкращу лінійну апроксимацію функції частотної характеристики системи. Випадкові сигнали з розширенням масштабу мають переваги для мало демпфованих конструкцій. Вони мають хороші характеристики щодо пік-фактора.

До недоліків методу випадкового збурення відносять: повільне збурення внаслідок необхідності усереднення оброблюваних сигналів. Це може викликати проблему з витоком і розсіюванням, що проявляється у зменшенні когерентності в областях резонансів.

Збурення ударним молотком або вібростендом зазвичай буває достатнім для отримання адекватних рівнів механічних коливань у процесі модального аналізу однорідних компонентів і складальних вузлів машинного обладнання.

При випробуваннях більш складних великих конструкцій, таких як крила літаків, каркаси великих транспортних засобів тощо, розподілення створеної джерелом енергії механічних коливань відбувається настільки швидко, що це призводить до значних відмінностей в амплітудах у різних точках вимірювання. Крім того, великі конструкції характеризуються близько розташованими модами і часто проявляють нелінійні властивості при збуренні одним вібростендом. Усі ці фактори знижують точність модального аналізу. Ці складнощі можуть бути подолані за допомогою нормальних модальних випробувань з використанням кількох вібростендів, де в процесі таких випробувань окремі моди коливань ізолюються послідовно. Первинні оцінки переважаючих моделей коливань отримуються за допомогою збурення синусоїдальною силою з поступовим збільшенням частоти у одній або декількох точках. Потім використовуються вібростенди так, щоб відповідні моди збурювалися окремо та послідовно. Таким чином, збурюючи конструкцію декількома вібростендами, можна змусити її діяти як систему з одним ступенем свободи стосовно головних моделей коливань, що надає можливість визначити відповідні модальні параметри.

Відгук – реакція на збурення. Результуючі коливання зазвичай реєструються за допомогою одного або кількох акселерометрів, які закріплені на поверхні випробовуваної конструкції. Зазвичай вони кріпляться до конструкції за допомогою різьбових шпильок або спеціального воску. На гладких феромагнітних поверхнях віброперетворювачі можуть бути закріплені монтажними магнітами.

Вимірювання вібрації. Вимірювання виконуються за допомогою двоканального аналізатора сигналів з швидким перетворенням Фур'є. Це дозволяє перетворити сигнали збурення та відгуку в частотні спектри та розрахувати їх відношення, відоме як функція частотної характеристики (ФЧХ). ФЧХ є властивістю лінійних динамічних систем і не залежить від виду збурення (гармонічного, випадкового або імпульсного). Отже, результати випробувань при одному типі збурення можуть бути використані для аналізу реакції системи на будь-який інший тип збурення.

7.7. Методи і засоби визначення динамічних опорів, форми деформації та податливості

7.7.1. Прийоми і послідовність випробувань

Вивчення динаміки конструкції має велике значення для розуміння й оцінки експлуатаційних характеристик та надійності механічної системи машин.

Для усунення динамічних проблем необхідно зрозуміти динамічну поведінку конструкції. Це означає, що необхідно визначити деформацію конструкції у разі критичної частоти. Для цього можуть бути вибрані два підходи:

- аналіз сигналів, тобто вимірювання форми деформації під час роботи;
- аналіз системи, тобто модальні випробування.

Динамічна надійність машинних агрегатів у системі машина (агрегат)-фундамент опори в цілому визначаються низьким рівнем вимушених коливань валів роторів, корпусів підшипників і фундаменту (рами, плити, корпусу), а також практичною відсутністю самозбурюваних коливань валів і корпусів.

Основними динамічними характеристиками конструкції машин і агрегатів є: власна частота коливань, конфігурація моди, та характеристики затухання моди.

Наразі існують різні методи визначення цих параметрів. Математична модель розрахунку динамічних властивостей машин зазвичай включає в себе розрахункові значення власних частот і власних векторів, а коефіцієнт демпфування визначається емпірично.

При експериментальних дослідженнях визначається величина демпфування як фактор втрат лінійної системи. Резонансні вібрації виникають у потоках рідин та газів у трубопроводах (з неопорними зв'язками), в проводках кабелю та опорних конструкціях машинного обладнання. Тому контроль динамічної надійності комплектних машинних агрегатів повинен здійснюватися через проведення комплексних вібраційних випробувань вузлів на стадії монтажу, пуско-налагоджувальних робіт та дослідно-промислової експлуатації за спеціальними програмами випробувань. Все це відповідає вимогам відповідних державних стандартів, технічних умов і інших керівних документів.

На першому етапі випробувань слід визначати динамічну податливість опор валів валопроводів, що необхідно для оцінки якості опор (значення модулів комплексних коефіцієнтів динамічної податливості не повинні перевищувати встановлені дослідним шляхом дані величини). При необхідності розробляються заходи щодо підвищення динамічної жорсткості опор.

На другому етапі визначаються вібраційні характеристики агрегат-фундаменту (рами, плити, корпусу), а також статистичні параметри положення

центрів цапф роторів у вкладишах, перекосях та взаємне положення підшипників.

Структурні схеми вимірювачів механічних опорів і податливостей з використанням різної апаратури і методів представлені на рис. 7.38.

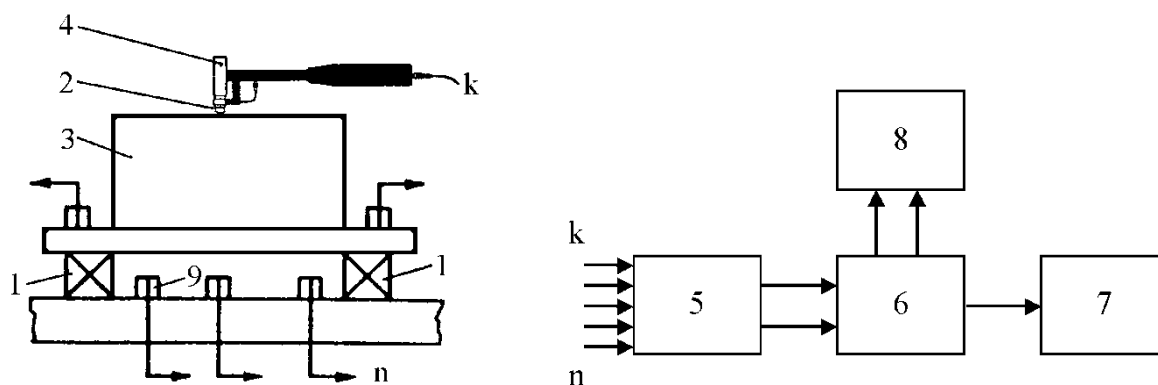


Рис. 7.38. Структурна схема тракту для вимірювання динамічних характеристик конструкцій з використанням ударного збурення:

1 – віброізолятори; 2 – датчики сили; 3 – механізм; 4 – вимірювальний молоток; 5 – комутуючий пристрій; 6 – двоканальний цифровий аналізатор типу 2034 фірми Brüel & Kjær; 7 – двокоординатний самописець; 8 – запам'ятовуючий пристрій; 9 – віброперетворювачі

Показані на рис. 5.36, 7.21, 7.38 прилади можуть бути замінені моделями останніх випусків.

Динамічні податливості систем вбудованих опор підшипник-корпус-вал (ротор) суттєво залежать від частоти збурювальної сили, анізотропії пружно-масових властивостей опорних конструкцій, від зв'язності коливань опор.

Наприклад, аналізатор типу 2034 дає можливість у реальному масштабі часу визначати механічні опори (або податливості), власні частоти, а за наявності спеціалізованої міні-ЕОМ – форми власних коливань.

При експериментальному визначенні динамічних характеристик конструкції машинних агрегатів досліджуються всі деталі і ланки, що є фізичними тілами з притаманною їм здатністю деформуватися під дією зовнішніх сил. Причиною деформацій є переміщення, які мають коливальний характер. Для вирішення практичних завдань у всіх випадках достатньо отримати інформацію про перші, найбільш суттєві форми і частоти власних коливань конструкції.

При цьому спочатку визначають значення власних частот, а потім форму коливань на кожній частоті. Форма коливань лінійної системи, що коливається з однією з власних частот, називається власною формою коливань або модою коливань. Аналіз моди коливань забезпечує отримання певного опису конструкції жорстких машин, рам фундаментів, валів і т. п. на збурення. Такий аналіз дає можливість розробити потужний інструмент, модальну модель, за допомогою якої визначається вплив конструктивних модифікацій або передбачається поведінка конструкції у разі зміни способів кріплення вузлів, режимів та умов роботи одного чи кількох механізмів агрегатів і комплектної техніки.

Експериментально можна визначити три параметри: власну частоту коливань, конфігурацію моди, а також характеристику затухання (конструкція з малим чи великим затуханням). Метод модального аналізу дає можливість урахувати збурення всіх мод коливань одночасно, а метод багатоточкового

збурення дає можливість розділити моди коливань.

Інформація про власні частоти та форми коливань є важливою не лише для вивчення вільних коливань окремих вузлів механізмів, машин та агрегатів, але також для аналізу вібраційного поля машини в цілому. Візуальне відображення форми коливань надає можливість:

- встановити співвідношення між амплітудами вібрацій у характерних точках конструкції. Ця інформація є дуже важливою для мінімізації надмірних вібрацій шляхом визначення точок та зон конструкції, де застосування додаткових антивібраційних засобів буде найбільш ефективним;

- порівнювати вплив різних дій та режимів роботи на вібраційну чутливість конкретної частини конструкції машини або агрегату;

- отримати інформацію про зміщення частин конструкції відносно її основи, щоб забезпечити доцільне розміщення машини (механізму) у складі агрегату.

Для фіксації форм коливань елементів конструкцій на кожному елементі встановлюють кілька віброперетворювачів. На роторах слід встановлювати віброперетворювачі в кількох перерізах у двох взаємно перпендикулярних напрямках. На підшипникових щитах або корпусах доцільно фіксувати поперечні коливання в центрі та на відстані від центра, яка дорівнює радіусу згинальної хвилі або проміжному значенню радіуса. Кількість віброперетворювачів, що встановлюються по радіусу та по проміжному колу, залежить від досліджуваного діапазону частот. Відстань між віброперетворювачами повинна бути менше або дорівнювати четвертій довжині згинальної хвилі в корпусі підшипника або щиті. На корпусних конструкціях, які є циліндричними оболонками, коливання вимірюються у радіальному напрямку по твірній та в кількох перерізах. На опорних конструкціях агрегатів і рамах установок віброперетворювачі коливань розміщують на основних тримальних конструкціях у кількох їх перерізах перпендикулярно осі в двох взаємно перпендикулярних напрямках.

Фази коливань у різних точках слід вимірювати або відносно опорного сигналу генератора, або відносно якої-небудь з точок вимірювань. Зручно зображати форму коливань, фіксуючи значення амплітуд коливань для чотирьох моментів часу, що відповідають 0, 90, 180 і 270 градусам кута фазового зсуву відносно опорного сигналу.

При виявленні резонуючих елементів конструкції необхідно здійснювати збурення системою сил, що приблизно відповідає системі сил, діючої під час роботи механізму чи установки. Це означає, що при дослідженні резонансних елементів окремих механізмів важливо відтворювати сили, що діють в області робочих вузлів. Для виявлення резонуючих елементів тримальних рамних конструкцій або установок, що складаються з механізмів, трубопроводів і т.п., необхідно відтворювати сили в області встановлення окремих механізмів генераторів вібрацій. Однак на окремі конструкції механізму (ротор складеного механізму, робоче колесо насоса або область камери згорання) дуже важко впливати силою. Тому передаточні характеристики конструкцій механізму рекомендується досліджувати за допомогою методу взаємності: збурення здійснювати в області точок, де вібрація під час роботи механізму (на одній поверхні, корпусі, підшипникових щитах і т.п.) контролюється, а відгук вимірювати в місці та в напрямку, де прикладені збурювальні сили працюючого механізму.

При впливі ударних імпульсів на систему з n ступенями свободи відгукуються усі власні частоти системи. Однак таке явище спостерігається тільки в діапазоні частот до 1-2 кГц. Чим вище власна частота вузла механізму, тим більш вибіркова вона до місця прикладення ударного впливу. Для діапазону частот від 1-2 кГц до 40-20 кГц, у якому часове і просторове затухання акустичних хвиль у конструкції механізму достатньо велике, характерно, що на такого роду короточасні впливи відзиваються власні частоти саме тих вузлів, що знаходяться поблизу джерела збурення. Найбільша амплітуда відгуку спостерігається на одній з власних частот дефектного вузла. Рівень перешкод від сусідніх вузлів тим менше, чим вище власна частота.

Аналіз імпульсних сигналів має низку особливостей. Реалізація імпульсного сигналу існує тільки в інтервалі $0 \leq t \leq T$, де T – тривалість імпульсу, яка зазвичай значно менша тривалості вибірки аналізатора. Тому в сучасних цифрових частотних аналізаторах передбачене використання в часовій області зважувальних функцій (прямокутні, експоненційні та ін.), які можна переміщувати по осі часу та змінювати за тривалістю. Це дає можливість виділити корисну інформацію і тим самим значно покращити співвідношення сигнал/шум, а отже, підвищити достовірність вимірювань.

Імпульсні методи збурення порівняно із застосуванням вібраторів мають низку переваг: менша кількість апаратури, більш низька трудомісткість випробувань і можливість збурення конструкцій у труднодоступних місцях тощо. Однак, враховуючи, що імпульсний сигнал має значно більший пік-фактор, ніж синусоїдальний, при використанні ударного збурення до динамічного діапазону аналізуючої апаратури висуваються підвищені вимоги. Крім того, при ударному збуренні неможливо від удару до удару досягти повної ідентичності векторів сил по місцю прикладання та напрямку. Це призводить до деякої різниці динамічних характеристик конструкції, отриманих по різним реалізаціям збурювальної сили (рис. 7.39). Така різниця пов'язана з перерозподіленням енергії коливань по власним формам конструкції при деякій зміні діючої сили по місцю та напрямку. Проявляється це, в основному, на антирезонансних частотах і в області високої щільності власних частот, тобто там, де збурення коливань конструкції визначається кількома близькими одна до одної формами.

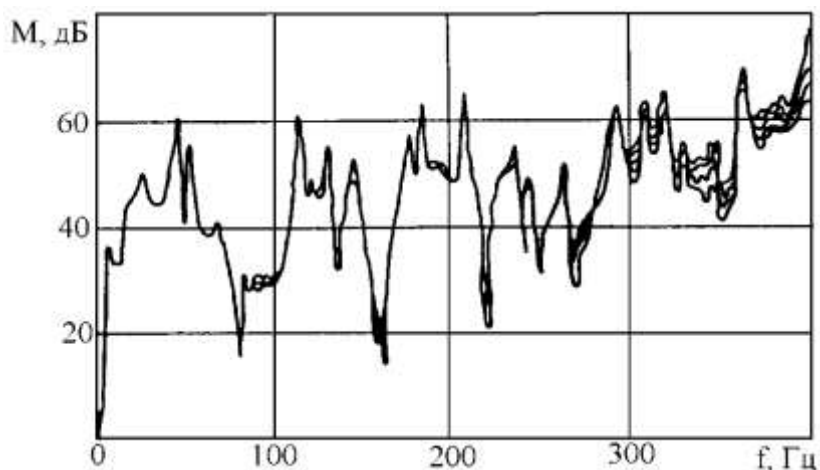


Рис. 7.39. Механічні податливості конструкції, отримані за різними реалізаціями збурювальної сили при ударному збуренні

7.7.2. Визначення механічного опору і податливості конструкції

Основою одного особливого класу експериментального модального аналізу є вимірювання набору частотних характеристик.

Рух може бути описаний у термінах переміщення, швидкості та прискорення. Відповідні частотні характеристики можна назвати характеристиками «податливості», «рухомості» та «прискорюваності». У загальному випадку термін «вимірювання рухомості» використовується для позначення механічної частотної характеристики будь-якого виду.

Механічний опір коливальної системи – це відношення сили Q , що діє на систему, до швидкості \dot{q} збудованих коливань, тобто $Z = Q/\dot{q}$.

Величину, зворотну механічному опору, називають податливістю $M = \dot{q}/Q$ (провідністю або рухомістю). Використання терміну «податливість» є більш точним у смисловому відношенні, коли мова йде про оцінку здатності пасивних механічних систем до деформації під впливом зовнішніх сил, тобто їх схильність піддаватися силовому впливу. Термін «податливість» є протилежним до терміну «опір», в той час як термін «рухомість» може мати відтінок активної дії.

Механічні опори і податливості поділяють на точкові (вхідні) та перехідні (передаточні).

Точковий механічний опір Z^{nn} – це відношення сили Q^n , що діє в n -й точці системи, до швидкості \dot{q}^n , збудованої в точці дії сили, тобто $Z^{nn} = Q^n/\dot{q}^n$. Відповідно $M^{nn} = \dot{q}^n/Q^n$. Враховуючи, що сила та коливальна швидкість можуть мати шість складових, для точкових опорів і податливостей $Z_{ji}^{nn} = Q_j^n/\dot{q}_i^n$ і $M_{ji}^{nn} = \dot{q}_i^n/Q_j^n$, де індекси j та i набувають значень від 1 до 6 й позначають напрямки відповідно діючої сили та коливальної швидкості.

Перехідний (передаточний) механічний опір конструкцій визначають як відношення сили, діючої в n -й точці Q_j^n , до швидкості коливань, збудованої цією силою у довільній k -й точці, тобто $Z_{ji}^{nk} = Q_j^n/\dot{q}_i^k$. Відповідно $M_{ji}^{nk} = \dot{q}_i^k/Q_j^n$.

При гармонічних коливаннях рівняння для Z и M записують так:

$$Z_{ji}^{nk}(\omega) = Q_j^n(\omega)/\dot{q}_i^k(\omega); \quad M_{ji}^{nk}(\omega) = \dot{q}_i^k(\omega)/Q_j^n(\omega).$$

Механічні опори та податливості при гармонічних коливаннях представляють як комплексні величини, що дає можливість урахувати не тільки амплітудні, але й фазові співвідношення між силами і швидкостями коливань. У віброакустиці величини 2 і 4 прийнято розглядати як комплексні:

$$Q = |Q|e^{j\omega t} = |Q|(\cos \omega t + j \sin \omega t),$$

Комплексне число, звичайно, не справжня сила, бо фізика не знає комплексних сил. Усі сили мають тільки дійсну частину. Тим не менше силу позначено як $|Q|e^{j\omega t}$, хоча слід пам'ятати, що мається на увазі лише дійсна її частина. Алгебра експонент значно простіша алгебри синусів і косинусів, тому

зручно використовувати комплексні числа.

Механічний опір і податливості при гармонічних коливаннях представляють як комплексні величини, що дає можливість ураховувати не тільки амплітудні, але й фазові співвідношення між силами та швидкостями коливань.

При моделюванні найчастіше враховуються частотні характеристики податливості. При вимірюваннях зазвичай визначаються частотні характеристики прискорюваності, так як найзручнішим датчиком для вимірювання руху є акселерометр. Податливість, рухомість та прискорюваність алгебраїчно пов'язані одне з одним. Результати вимірювання однієї з відповідних частотних характеристик можуть бути використані для розрахунку іншої.

В ідеалі визначення частотної характеристики рухомості включає в себе збурення конструкції за допомогою вимірюваної сили, вимірювання реакції з подальшим розрахунком відношення спектрів діючої сили і реакції. Однак на практиці виникає ціла низка проблем, таких як:

- наявність механічного шуму в конструкції, включаючи нелінійні процеси;
- шум електричного характеру у використовуваній апаратурі;
- обмежена роздільна здатність під час аналізу.

Для зведення цих проблем до мінімуму необхідно застосувати деякі статистичні методи для оцінки частотної характеристики за результатами проведених вимірювань. Оцінка за даними, що містять випадкові шуми, зазвичай вимагає використання якого-небудь виду усереднення.

Щоб виміряти частотні характеристики модуля $|Z_F|$, дійсної $\text{Re } Z_F$ й уявної $\text{Im } Z_F$ частин механічного опору по відношенню до зусилля, а також кут зсуву фаз між зусиллям і коливальною швидкістю, необхідно:

- діяти гармонічною силою на досліджувані конструкції у всьому досліджуваному діапазоні частот;
- отримати інформацію про діючу силу та швидкість збурюваних коливань на кожній частоті;
- визначити модуль відношення сигналу, пропорційного силі, до сигналу, що пропорційний швидкості; записати частотну характеристику цього відношення;
- визначити кут зсуву фаз між силою та швидкістю;
- на кожній частоті сигнал, пропорційний модулю опору, помножити на косинус і синус кута зсуву фаз між силою та швидкістю і зафіксувати частотні характеристики цих добутків.

Конструкції можна збурювати за допомогою механічних (кінематичних або інерційних), електромеханічних, п'єзоелектричних, електродинамічних і гідравлічних вібраторів.

7.8. Оцінка і моделювання випробувань конструкцій

7.8.1. Аналіз мод власних коливань конструкції

Вимірювання і частотний аналіз вібрації працюючої конструкції може бути виконаний з використанням методів аналізу сигналів. Частотні характеристики механічних конструкцій, що визначаються експериментальним шляхом, указують на присутність серій піків. Окремі піки часто дуже гострі та чіт-

ко визначені при дискретних частотах, що вказує на резонанси, кожен з яких – це характеристика системи з одним ступенем свободи. Ці результати не завжди дають повну інформацію про характер самої конструкції та діючі сили збурення. Якщо в результаті визначення частотних характеристик з підвищеною роздільною здатністю по частоті виявляються нові піки, то можна припускати присутність кількох резонансів. Внаслідок цього конструкція – це мовби набір окремих механічних систем з одним ступенем свободи. Це є основою аналізу мод коливань, за допомогою якого може бути проведений аналіз поведінки конструкції шляхом визначення й оцінки всіх резонансних частот або мод, що є в характеристиках конструкції.

Спрощене визначення аналізу мод коливань може бути зроблене шляхом порівняння його з частотним аналізом. При частотному аналізі складний сигнал розкладають у набір простих синусоїдальних хвиль з індивідуальними частотами й амплітудними параметрами. При аналізі мод коливань складна динамічна деформація конструкції, що створює вібрацію, розкладається в набір простих мод з індивідуальними частотними параметрами та параметрами затухання.

Метод аналізу системи дає можливість виділяти спектри сили й описати властивості конструкції між точками вимірювання. За набором виміряних у різних точках конструкції частотних характеристик можна починати будувати картину її динамічної поведінки. Використовуваний при цьому метод називається аналізом мод коливань.

Представлення модальних властивостей. Усі конструкції проявляють модальні властивості. Реакція конструкції на діючі сили може бути представлена у різних областях. Модальний опис пов'язаний з описуванням у просторовій, часовій і частотній областях.

У фізичній області складна геометрична деформація об'єкта дослідження може бути представлена за допомогою набору простих незалежних графіків деформації або форм мод.

У часовій області реакція у вигляді механічних (або акустичних) коливань є часовою функцією, яка може бути представлена як набір затухаючих синусоїд.

У частотній області аналіз часового сигналу дає спектр, що містить серію піків, які відповідають спектрам реакцій систем з одним ступенем свободи.

У модальній області реакція досліджуваного об'єкта представляється у вигляді модальної моделі, побудованої на основі набору моделей систем з одним ступенем свободи. Так як форма моди – це переміщення всіх точок конструкції при відповідній модальній частоті, то одиночна модальна координата q може бути використана для представлення всього внеску цієї моди у загальну деформацію конструкції в цілому.

Аналіз мод коливань – це процес визначення модальних параметрів конструкції для всіх мод у певному частотному діапазоні. Основною метою його проведення є використання цих параметрів для побудови модальної моделі реакції конструкції.

Заслуговують уваги днаступні обставини:

– будь-яка вимушена динамічна деформація конструкції може бути представлена у вигляді зваженої суми форм мод її коливань;

– кожна мода може бути представлена у вигляді моделі системи з одним ступенем свободи.

Так як кожен пік (або мода) характеристики конструкції може бути представлений за допомогою моделі системи з одним ступенем свободи, можна розглянути деякі аспекти динаміки систем з одним ступенем свободи. Зокрема, дослідження методів побудови моделей системи з одним ступенем свободи у фізичній, часовій і частотній областях. Ці моделі не призначені для представлення фізичних конструкцій, але вони слугують у якості інструмента для інтерпретації їх динамічної поведінки (представленого за допомогою набору припущень і граничних умов). Моделі виявляються корисними для:

- розуміння й інтерпретації динамічної поведінки конструкції;
- опису динамічних властивостей конструкції за допомогою невеликого набору параметрів;
- визначення динамічних параметрів на основі експериментальних результатів (підбір кривої).

Аналітична модель може бути побудована у фізичній області. Це абстрактна система, яка складається з точкової маси (m), яка спирається на безінерційну лінійну пружину (k) і зв'язана із в'язкісним демпфером (c). Маса встановлена таким чином, що вона може переміщуватися тільки в одному напрямку (x), тобто система має один ступінь свободи.

Математична модель у часовій області може бути отримана шляхом прикладення другого закону Ньютона до аналітичної моделі (рис. 7.40). Прирівнюючи внутрішні сили (інерції, затухання та пружності) і зовнішні сили (збурення), отримуємо таку модель:

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = f(t).$$

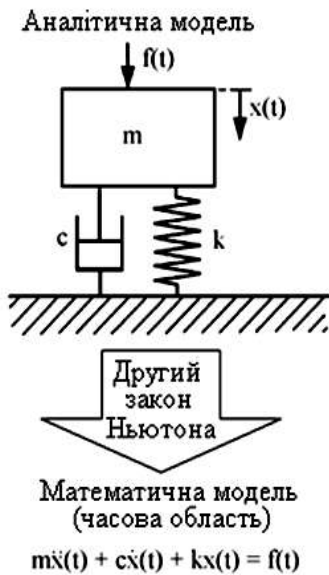


Рис. 7.40. Моделі аналітична і математична

Ця модель представлена у вигляді диференційного рівняння другого порядку. Більш проста в математичному відношенні модель може бути отримана в частотній області.

Математичні моделі розробляються з певної низки причин:

- для розуміння поведінки конструкції, під впливом динамічних сил і навантажень;
- для моделювання або оцінки реакції системи на дію зовнішніх сил;
- для моделювання змін динамічних характеристик у зв'язку зі змінами фізичних умов.

Математична модель зазвичай не є моделлю самої конструкції. Скоріше ці моделі є моделями динамічної поведінки конструкції, створеними з урахуванням низки припущень і граничних умов.

Аналітичні математичні моделі базуються на результатах розрахунків розподілення мас і жорсткості за певних граничних умов. Ці розрахунки зазвичай виконуються за методом кінцевих елементів (МКЕ) і в результаті виводиться система великої кількості залежних диференційних рівнянь, які можуть

бути розв'язані тільки за допомогою електрогго-обчислювальних машин.

Експериментальні математичні моделі можуть бути побудовані за вимірними даними мод коливань, які представляють відповідні системи за тих умов, при яких були проведені експериментальні дослідження. Модель зазвичай складається з системи незалежних диференційних рівнянь, по одному для кожної моди з визначеними експериментальним шляхом параметрами. Відповідні моделі зазвичай називають «модальними моделями».

Застосування даних мод коливань. Аналіз мод коливань є ефективним засобом опису, розуміння та моделювання конструкції. Вивчення результатів аналізу мод коливань є основою правильного розуміння динаміки механічної системи.

Результати випробувань та аналізу мод коливань можуть мати різний ступінь складності:

- прості функції частотних характеристик (ФЧХ), які показують слабкий динамічний стан конструкції у вигляді модальних частот, або набір частотних характеристик, що сприяє визначенню частот і форм мод коливань;

- дані щодо форм окремих мод коливань або дані, що допускають створення математичної динамічної модальної моделі.

Діапазон застосувань модальних даних дуже широкий і включає в себе:

- контроль модальних частот;
- побудову якісних дескрипторів форм мод – допоміжного засобу розуміння динамічної поведінки конструкції для пошуку причин динамічних проблем;
- контроль і покращення аналітичних моделей;

- моделювання за допомогою комп'ютера (на основі модальних моделей) для розробки прототипу або для ефективного пошуку несправностей, при якому необхідно прогнозувати реакції на збурення, що припускаються, і перевірити динамічні характеристики;

- прогнозування змін динамічних властивостей внаслідок фізичних змін таких, як збільшення корисного навантаження або збільшення жорсткості;

- прогнозування необхідних фізичних змін для отримання потрібних динамічних властивостей;

- прогнозування комбінованої динамічної поведінки сполучених механічних конструкцій.

Модальні параметри. Кожна модель системи з одним ступенем свободи пов'язана з частотою затування і формою моди коливань. Важливою властивістю мод коливань є те, що будь-яка вимушена або вільна динамічна реакція конструкції може бути представлена у вигляді дискретного набору мод.

Для описання динамічної поведінки механічної конструкції достатньо визначити такі три модальних параметри для кожної моди механічних коливань: модальну частоту; модальне затування; форму моди. Перші три моди коливань простої конструкції, схожої на балку, з ілюстрацією понять модальних частот і форм коливань показані на рис. 7.41.

При модальному аналізі проводиться обробка

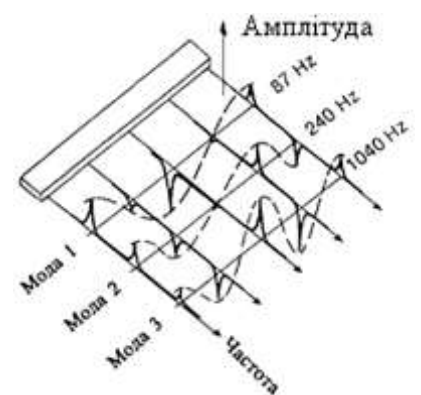


Рис. 7.41. Перші три моди коливань конструкції

вимірних даних у різних точках конструкції для виділення «модальних параметрів» конструкції, яку випробовують. Для кожної моди механічних коливань визначаються такі параметри: (1) «модальна частота», при якій конструкція виразно поглинає енергію, (2) «модальне затухання», що служить мірою здатності конструкції поглинати енергію при модальній частоті, і (3) «форма моди», тобто форма відносного відхилення конструкції при модальній частоті.

Форма моди – це деформація, пов'язана з конкретною модальною частотою або з координатою полюса. Це абстрактний математичний параметр, який визначає деформацію, немовби ця мода існувала окремо від решти всіх мод коливань конструкції.

Справжнє фізичне переміщення у будь-якій точці завжди є комбінацією всіх мод коливань конструкції. При гармонічному збуренні, близькому до модальної частоти, 95 % переміщень може бути пов'язане з відповідною конкретною формою мод, а у разі випадкового збурення є тенденція до довільної комбінації всіх форм мод.

У будь-якому разі, форма мод – це внутрішня динамічна властивість конструкції, що здійснює «вільні» механічні коливання (без впливу зовнішніх сил). Вона відображає відносне переміщення всіх частин конструкції для конкретної моди.

Форми мод є безперервними функціями, які при аналізі виділяються з «просторовою роздільною здатністю», що залежать від кількості враховуваних ступенів свободи. У загальному випадку вони не вимірюються безпосередньо, а визначаються за набором притаманних заданим ступеням свободи частотних характеристик. Виділена форма мод представляється за допомогою вектора форми мод $\{\psi\}_r$, де r – номер моди.

Складові ψ_{ir} вектора форми мод – це відносні переміщення, притаманні окремим ступеням свободи (i). Зазвичай вони є комплексними числами, що відображають як амплітуду, так і фазу переміщення.

Так як форма моди – це переміщення всіх точок конструкції при відповідній модальній частоті, то одиночна модальна координата може бути використана для представлення всього внеску цієї моди у загальну деформацію в цілому. За допомогою цих модальних параметрів будується «модальна модель» реакції досліджуваної конструкції. При цьому будь-яка вимушена динамічна деформація конструкції може бути представлена у вигляді зваженої суми форм мод її коливань і кожна мода може бути представлена у вигляді моделі з одним ступенем свободи. Модальний аналіз здійснюється з допомогою комп'ютера, оснащеного відповідним програмним забезпеченням.

Модальні параметри всіх мод у межах заданого частотного діапазону складають повний динамічний опис конструкції. Отже, моди коливань – це динамічні властивості, притаманні вільній конструкції (конструкції, на яку не діють ніякі сили).

Аналіз мод коливань є процесом визначення всіх модальних параметрів, результати якого достатні для створення математичної динамічної моделі. При аналізі мод коливань можна використовувати аналітичні або експериментальні методи.

Аналітична оцінка експериментальних даних за допомогою підбору кривих. Підбір кривої є етапом, на якому відбувається порівняння математичної теорії та результатів практичних вимірювань. Теорія забезпечує побудову математичної параметричної моделі на основі теоретичних частотних характеристик конструкції, а результати вимірювань дають реальні частотні характеристики. Підбір кривої є аналітичним процесом визначення математичних параметрів, які якомога точно збігаються із виміряними даними.

Метод найменших квадратів (МНК) є одним з методів, що використовуються для зведення до мінімуму різниці між експериментальними даними та передбачуваними значеннями. Він може використовуватися з будь-якою математичною моделлю, включно з моделями систем з одним ступенем свободи або з кількома ступенями свободи.

Якщо виміряні дані вказують на сильно зв'язані моди або на присутність паразитного шуму або якщо необхідна висока точність оцінки, то доцільно провести аналіз мод коливань за допомогою комп'ютера. Після цього для покращення оцінки модальних параметрів може бути використаний метод підбору кривих.

Поява засобів підбору кривих методом найменших квадратів і відповідних алгоритмів дала можливість перейти від ручних методів до використання комп'ютера.

Метод найменших квадратів сам по собі зменшує вплив випадкових шумів, присутніх під час вимірювань. Його використання супроводжується згладжуванням даних. Цей метод у загальному випадку не зменшує вплив систематичних помилок таких, як помилки розсіювання або фазові помилки вимірювань, які будуть продовжувати призводити до помилкових оцінок параметрів.

Поняття «підбір кривої» походить від загальної процедури, при якій після оцінки параметрів підбирають і будують аналітичну криву, яку накладають на отримані експериментальним шляхом дані. Оператор потім оцінює збіг.

Хороший засіб підбору кривих повинен бути простим і допускати застосування в режимі діалогу з оператором. Якщо є можливість вибору серед кількох засобів підбору кривих, то слід зупинитися на найпростішому за умови, що він підходить для оброблюваних експериментальних даних. Такий засіб зазвичай виявляється найкращим для використання і найшвидшим у роботі.

Підбір кривих служить для виділення надійних модальних даних з результатів вимірювань. Хоча хороша крива може бути необхідною, але сама по собі вона не є достатньою. Оператор повинен сам робити висновок про правильність методики та надійності отриманих результатів.

Засоби підбору кривих для систем з одним ступенем свободи використовуються для систем із слабко зв'язаними модами, у яких можна припустити наявність характеристик систем з одним ступенем свободи поблизу модальних частот. Оператор повинен вибрати частотну смугу поблизу кожної модальної частоти, у якій це припущення може бути справедливим. Це завжди представляє компроміс між включенням якомога більшої кількості даних для досягнення найкращої статистичної оцінки та прагненням відійти якомога далі від області резонансу інших частот, де припущення про один ступінь свободи стає несправедливим.

Засоби підбору кривих для систем з кількома ступенями свободи використовуються у разі сильно зв'язаних мод. Оператор повинен задати частотний

діапазон, у якому використовувався засіб підбору кривих буде підбирати параметри. Деякі алгоритми завжди визначають достатню кількість мод для побудови кривої, але деякі з них працюють механічно і повинні бути відкориговані оператором. Для великих обсягів даних результати часто залежать від майстерності оператора та від його досвіду в заданні правильної кількості мод для моделі, яка розглядається.

Нормальні та комплексні моди і модальний зв'язок. Моди коливань можуть бути поділені на два класи: нормальні та комплексні.

Нормальні моди характерні тим, що всі частини конструкції переміщуються у фазі або в протифазі (зі зсувом 180°) по відношенню одна до одної. Тому модальні переміщення ψ_{ir} – це дійсні величини, що набувають додатних або від'ємних значень. Нормальні моди можна розглядати як стоячі хвилі з нерухомими вузловими лініями.

Комплексні моди можуть мати яке завгодно співвідношення між фазами у різних частинах конструкції. Модальні переміщення ψ_{ir} – це комплексні величини і вони можуть мати будь-яке значення фази. Форми комплексних мод можуть розглядатися як хвилі, що розповсюджуються, без стаціонарних вузлових ліній.

Розподілення затухання в конструкції визначає наявність нормальних або комплексних мод. Коли конструкція має дуже мале затухання або затухання взагалі відсутнє, моди будуть нормальними. Якщо затухання розподілене так само, що й інерція та жорсткість (пропорційне затухання), можна очікувати наявність нормальних мод.

Конструкції з локалізованим затуханням такі, як кузови автомобілів з точковим зварюванням і віброізоляторами, мають комплексні моди.

Для аналізу стану конструкції важливо знати наскільки сильно на реакцію при одній модальній частоті впливають інші моди коливань. Цей зв'язок можна спостерігати на побудованій кривій частотної характеристики поблизу модальної частоти.

Моди коливань конструкції зі слабким затуханням чітко розділені одна від одної і при цьому кажуть, що вони слабо зв'язані. Такі системи поводитимуть себе, як системи з одним ступенем свободи поблизу модальних частот, а відповідні конструкції отримали назви простих (рис. 7.42).

При дослідженнях подібних конструкцій прості методи дають достовірні результати. Прості конструкції часто зустрічаються при проведенні пошуку несправностей, так як у більшості випадків проблеми із шумом, механічними коливаннями й утомністю пов'язані з мало демпфованими резонансами.

Частотні характеристики конструкцій із сильним затуханням або високою модальною щільністю не вказують на чітко розділені моди. При цьому кажуть, що моди сильно зв'язані, а реакція у разі будь-якої частоти – це комбінація багатьох мод. Складні конструкції можуть бути описані за допомогою дискретного набору мод, але методи, необхідні для визначення модальних параметрів, більш складні.

Для аналізу мод коливань, що здійснюється з допомогою комп'ютера є багато ефективних алгоритмів. Але який би метод оцінки параметрів не був би використаний, оцінка повинна завжди ґрунтуватися на надійних даних, які в

достатній ступені представляють динаміку досліджуваної конструкції:

– найважливішою частиною модальних випробувань є вимірювання рухомості;

– підбір кривої не може забезпечити отримання надійної оцінки, якщо він ґрунтується на недостатніх результатах вимірювань.

Засоби підбору кривих можна класифікувати як локальні та глобальні. Ця класифікація залежить від того, як проводиться оцінювання модальних параметрів по набору результатів вимірювань частотних характеристик.

До категорії локальних засобів потрапляє більшість засобів підбору кривих. Вони підбирають координати полюсів за одним або кількома вимірюваннями і задають їх для всього масиву даних. Після цього підбираються залишки для кожного окремого результату вимірювання частотних характеристик з використанням локально визначеної координати полюса.

Достовірність результатів, отриманих за допомогою локальних засобів підбору кривих, залежить від припущення, що локально визначені координати полюсів є справедливими для всього масиву даних. Це припущення може бути не завжди справедливим. Деякі результати вимірювань частотних характеристик можуть бути важко врахувати, оскільки вони містять сильні локальні моди. Глобальні засоби підбору кривих використовують інший метод оцінювання. Першим кроком при глобальному підборі кривих є створення полінома для глобальних характеристик.

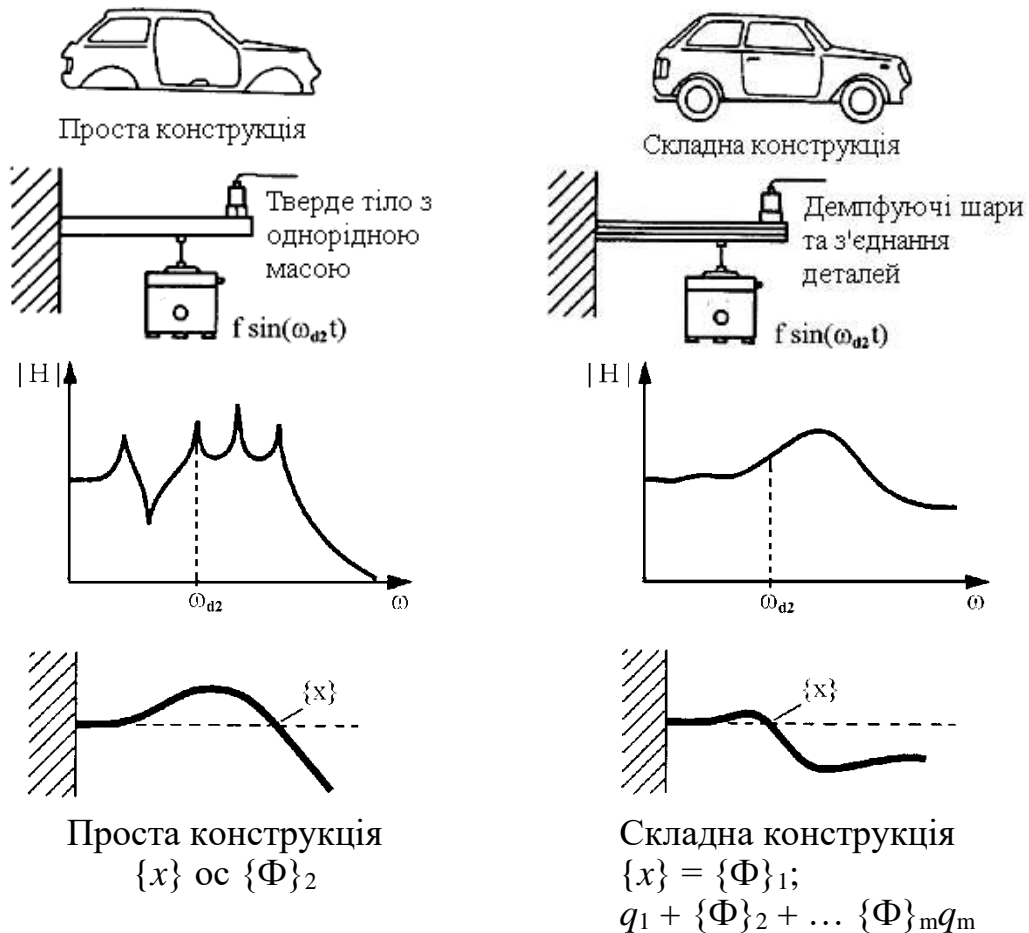


Рис. 7.42. Модальний зв'язок:

Φ – масштабний вектор форми; ω_d – модальна частота; q – модальна координата переміщення; $\{x\}$ – сигнал переміщення

Глобальні засоби підбору кривих проводять оцінювання глобальної координати полюса методом найменших квадратів за всіма результатами вимірювань, тобто за всім масивом даних. При використанні цього методу відбувається підсилення глобальних мод і ослаблення чисто локальних мод, які можуть бути пов'язані з певними частотними характеристиками. Після цього засоби підбору кривих використовують глобальну координату полюса (другий крок) для підбору лишків для кожного окремого результату вимірювань.

Лишок – це математичний термін і не має прямої інтерпретації у фізичних термінах. Він включає в себе абсолютний масштаб частотної характеристики і, таким чином, надає інформацію про рівень модульної кривої. Лишок пов'язаний з третім модальним параметром, а саме з формою моди.

Лишок іноді називають напруженістю полюса, але амплітуда моди визначається не тільки лишком. Це відношення лишку до швидкості затухання.

Оцінювання локальних параметрів. Після завершення етапу вимірювань частотних характеристик можна почати попередню обробку даних для виділення модальних параметрів. Цей процес має три стадії:

- інтерактивний підбір кривих (частота і затухання);
- автоматичний підбір кривих (лишки);
- класифікація форм мод.

Інтерактивний вибір кривих виконується вручну. Оператор самостійно вирішує, які з результатів вимірювань частотних характеристик найкраще підходять для використання, які моди є цікавими, який інструмент вибору кривих використовувати та в якому частотному діапазоні. На цьому етапі визначаються загальні параметри (модальні частоти і коефіцієнти затухання). Одночасно комп'ютер "готує рецепт", тобто надає таблицю для вибору кривих. У цій таблиці вказується, як оператор повинен проводити перший вибір кривих. Ця таблиця використовується комп'ютером для підгонки решти набору даних.

При автоматичному режимі підбір кривих здійснює комп'ютер за всіма результатами вимірювань. Здійснюється оцінювання лишків та їх зберігання в таблиці підібраних даних.

Під час класифікації інформації, яка зібрана в таблиці підібраних даних, ця інформація перетворюється в дані у вигляді масштабованих форм мод та зберігається в таблиці форм мод. Крім того, комп'ютер конвертує дані з локальних координат у глобальні координати і визначає рухи точок, які відповідають ступеням свободи, які не були враховані під час вимірювань. Ці рухи виражаються у вигляді лінійних комбінацій рухів точок, що відповідають ступеням свободи, які були враховані під час вимірювань.

7.8.2. Імітаційне моделювання конструкції

Математичні моделі конструкцій можуть бути отримані аналітичним або експериментальним шляхом. З аналітичних методів найчастіше застосовуються два методи: «метод зосереджених параметрів», оснований на застосуванні ідеалізованих мас, пружин і демпфуючих елементів, і «метод кінцевих елементів», при застосуванні якого конструкція розглядається як комбінація еластичних елементів з визначеними масами та жорсткостями.

Великою перевагою цих методів є те, що вони можуть бути використані

аналітично до виготовлення самої конструкції. Це дає можливість передбачити й усунути на стадії проектування проблеми, пов'язані з резонансами, механічними коливаннями, шумом та утомністю.

На жаль, використані процедури є надзвичайно складними і вимагають значних затрат часу, навіть при наявності спеціалізованих програм для комп'ютера, які виконують математичні операції. Крім того, відповідні операції висувають високі вимоги до кваліфікації та досвіду фахівців. Не дивно, що моделювання конструкцій, таких як корпус транспортного засобу, може забрати декілька тисяч годин праці, і навіть після цього кінцевий результат залишається приблизним. Більшість математично побудованих конструкцій вимагають контролю та коригування через повномасштабні динамічні випробування на етапі розробки прототипів, перш ніж вони можуть бути використані для розрахунків та імітації.

Схема імітаційного моделювання конструкції на стадії проектування подана на рис. 7.43.



Рис. 7.43. Імітаційне моделювання на стадії проектування

Імітаційне моделювання за допомогою комп'ютера може надати допомогу під час пошуку відповіді на запитання «а що, якщо...?» по відношенню до оптимізації прототипної конструкції шляхом вивчення її поведінки у заданих робочих умовах. Імітаційне моделювання може передбачити реакцію (вібрацію) конструкції при збуренні різними силами, що діють у різних точках об'єкта дослідження.

Передбачена реакція може бути перетворена в шум, деформацію, утом-

ність тощо для проведення порівняння з опорними даними, критеріями проектування або стандартами. Якщо результати незадовільні, то намічаються інші необхідні заходи.

Маючи всі динамічні характеристики вимірної конструкції у формі модальної моделі в пам'яті пристрою, конструктор може проводити експерименти з можливими змінами конструкції, без проведення вимірювань. Цей процес називається модельним експериментом або імітаційним моделюванням і дозволяє визначити динамічні характеристики конструкції при зміні жорсткості, затухання або маси.

Наприклад, до точок зв'язку на модальній моделі можуть бути додані різні комбінації мас, пружин, демпферів, віброізоляторів і жорстких зв'язків, як показано на рис. 7.44. Це дозволяє відповісти на запитання, наприклад, "як зміниться динамічна поведінка конструкції, якщо між точками А і В додати елемент жорсткості для зміни модальної частоти з 32 Гц на 43 Гц?", як показано на рис. 7.45.

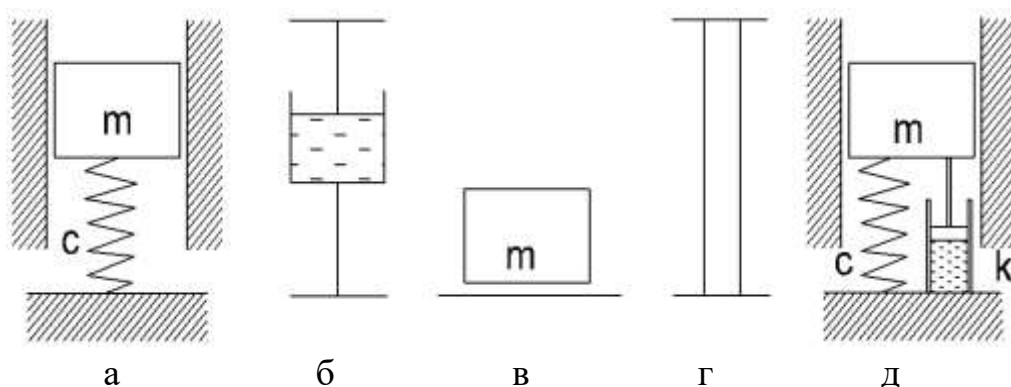


Рис. 7.44. Способи покращення динамічних властивостей конструкції шляхом додавання або видалення з механічної системи будь-якої комбінації структурних елементів:

а – додавання або видалення елемента жорсткості C ; б – додавання або видалення демпфуючого елемента; в – збільшення або зменшення маси m ; г – жорсткості зв'язку; д – додавання віброізолятора K

Управління побудовою всіх кривих здійснюється за допомогою показників, так що тільки визначені показниками дані враховуються в процесі оцінювання модальних параметрів. У програмі передбачені кілька методів побудови кривих, що відносяться до систем з одним ступенем свободи (ОСС) та з кількома ступенями свободи (КСС), у доповнення до яких є метод побудови глобальної кривої. Можна використовувати будь-які комбінації цих методів, що дає можливість користувачу вибрати оптимальні методи для конкретного типу даних. Методи ОСС використовуються для слабо зв'язаних мод, а методи КСС – для сильно зв'язаних мод. Якщо для побудови таблиці параметрів використовуються результати єдиного вимірювання, то побудова кривих за рештою даних може бути потім здійснена автоматично.

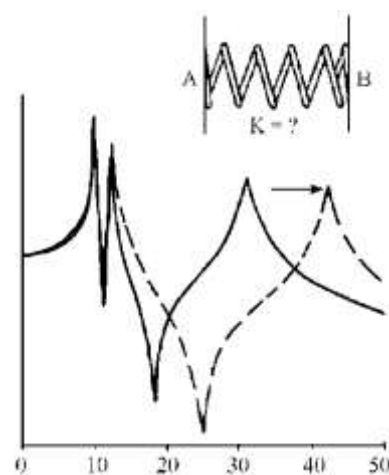


Рис. 7.45. Схема визначення необхідної жорсткості для зміни частоти 32 Гц на 43 Гц

Початкова або модифікована модальна модель потім може бути піддана впливу імітованих зовнішніх сил для визначення її реакції в різних ситуаціях, які можуть виникнути при нормальній експлуатації. Визначаються відповідні цим ситуаціям форми деформацій, переміщення, швидкості та прискорення в будь-яких точках конструкції, які викликані діями реальних сил.

Використовуючи можливість субструктурування, можна з'єднати модальні моделі двох конструкцій між собою, а результируючу модель комбінованої конструкції можна використовувати для імітаційного моделювання та модифікації.

За допомогою синусоїдальної імітації визначаються форми деформацій, спричинених зовнішніми статичними і динамічними навантаженнями. При використанні методу частотної імітації проводиться розрахунок частотного спектра у заданій точці, який є результатом дії будь-якої комбінації спектрів сил, що діють у різних точках конструкції (рис. 7.46).

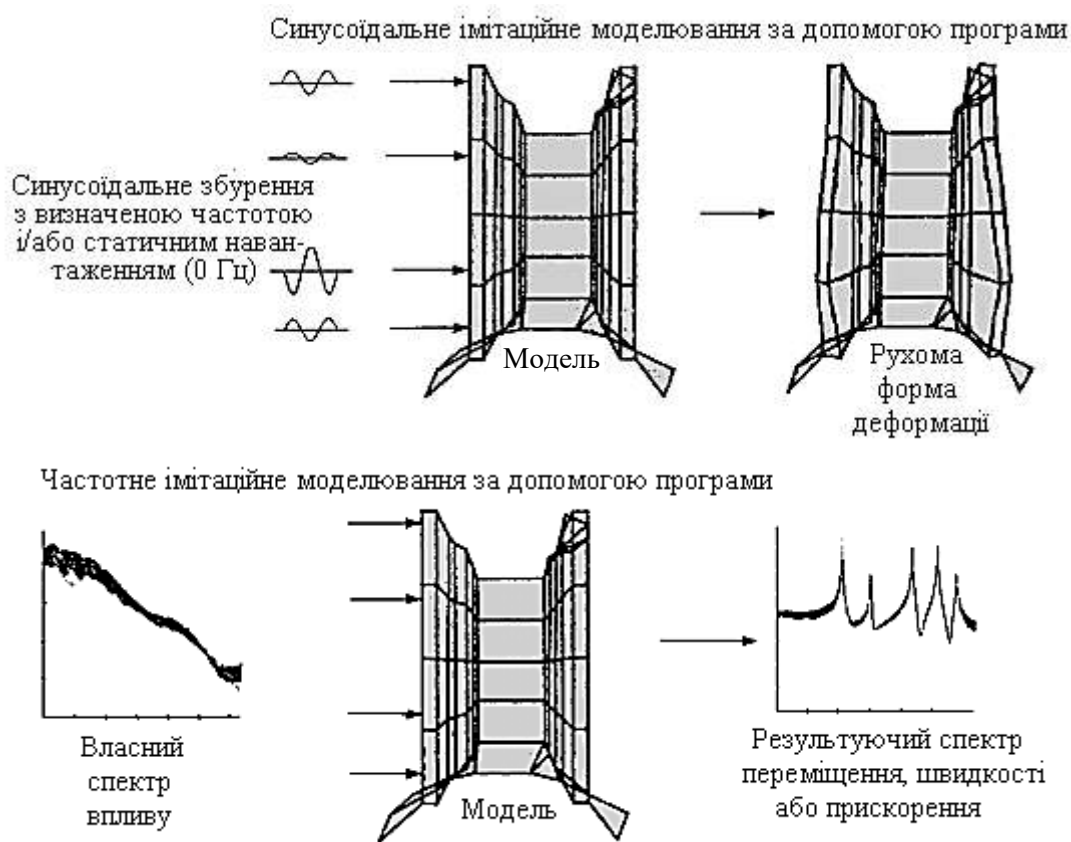


Рис. 7.46. Імітаційне моделювання

Імітаційне моделювання в циклі моделювання має такий циклічний процес: моделювання реакції – контроль – моделювання модифікації. Завдяки високій швидкості комп'ютера й ефективності використовуваного програмного забезпечення час, необхідний для виконання повного циклу імітаційного моделювання, складає всього кілька хвилин. Отже, оптимізація може бути проведена протягом дуже короткого часу.

Хоча аналізатори, що виконують швидке перетворення Фур'є, визначають характеристики досліджуваних систем у вигляді функцій частотної характеристики, що відноситься до заданих пар точок, модальний аналіз робить ще один крок вперед. У процесі модального аналізу проводиться обробка певної кількості

ті отриманих за допомогою аналізатора результатів вимірювань, проведених між багатьма парами точок на досліджуваній конструкції. Цей масив може включати в себе десятки, сотні або навіть тисячі результатів, які при обробці можуть бути використані для побудови динамічної математичної моделі конструкції.

Цей процес вимагає використання низки додаткових пристроїв і алгоритмів, з допомогою яких здійснюється сортування модальних даних і створюються масштабовані форми мод. Під час сортування відбувається перетворення форм мод з місцевих координат у глобальні та їх масштабування з урахуванням одиничних модальних мас (за допомогою програм модифікації динаміки конструкцій) або значень податливості. За допомогою персонального комп'ютера, оснащеного програмним забезпеченням з модального аналізу, здійснюється збереження великої кількості виданих аналізатором результатів, обробка даних, оцінювання модальних параметрів і надання результатів. Комп'ютер також управляє роботою графобудувача або друкувального пристрою в процесі реєстрації та створення документів.

Для проведення модального аналізу та випробувань конструкцій використовуються широкодоступні персональні комп'ютери, двоканальні віброаналізатори сигналів 2032, 2034, Pulse, Photon+, R&S FSVR13, Textronix-2630, прикладні програми і комплектне програмне забезпечення.

7.9. Проектування машин із зниженою вібрацією

7.9.1. Загальні положення

Зниження віброактивності машин є діагностичним завданням проектування. Не вникаючи в деталі конкретної конструкції та виробництва машини та її вузлів, можна сформулювати деякі загальні підходи.

Виходячи з того, що призначення машин і механізмів – перетворення одного виду енергії в інший або одного виду руху в інший, умовою оптимальності та нормального функціонування є забезпечення максимально можливого для даного агрегату коефіцієнта корисної дії. Це передбачає мінімізацію втрат потужності на теплові та звукові втрати. Тому відхилення рівня віброактивності механізму в бік його підвищення є ознакою відхилення технічного стану в гірший бік і, отже, підставою для пошуку причин підвищеної віброактивності.

Джерела коливань в машинах можуть бути розділені на джерела з малим внутрішнім опором і джерела кінематичного збурення. До джерел з малим внутрішнім опором можна віднести дисбалансні сили, динамічні тиски в камерах згорання, арматурі, нагнітачах і т. п. До другої групи джерел сил слід віднести зумовлені нерівномірністю зазорів динамічні сили електромагнітної взаємодії між смугами та гідродинамічної взаємодії між напрямними і лопатковими апаратами. Кінематичне збурення вібрації відбувається при сполученні деталей неправильної форми. У результаті відбувається відхилення деталі від траєкторії правильного руху, виникають додаткові напруги, динамічні сили взаємодії. До кінематичних джерел збурення відносяться підшипникові вузли, місця контактів зубчастих коліс, муфти або інші елементи з'єднання роторів і т. п. Джерело кінематичного збурення характеризується внутрішнім параметром генерованого зміщення і швидкості коливань. Цей параметр, що визначає су-

марні коливання елементів кінематичної пари, залежить від конструктивних та технологічних особливостей кінематичного вузла, таких як овальність шийки ротора. Переміщення кожного із сполучуваних елементів і сили, що діють на них, визначаються із співвідношень механічних опорів сполучуваних елементів. При цьому такі сили діють на вузол і з інших його боків. Передаточні характеристики таких вузлів змінюються параметрично під час роботи машини. Змінна жорсткість може бути зумовлена зміною жорсткості масляного шару підшипника через зміну зазору в підшипнику, овальність шийки, температуру змащування або інші геометричні відхилення у підшипникових вузлах. Змінною жорсткістю може бути також зміна жорсткості зачеплення при перекосах у зубчастих передачах.

Оскільки функціональні характеристики (точність, швидкодія, надійність і так далі) багато в чому залежать від пружних властивостей конструкції, типів приводів, зусиль тертя, динамічних процесів, то врахування коливань пружних елементів машин має першочергове значення. Основними динамічними параметрами є швидкості співударів, контактні сили, ударні імпульси, шляхи ковзання і зони контакту, види дефектів (несправностей).

Для умов оптимальної роботи механізму важливо забезпечити максимально можливі рівномірності руху деталей механізму, тобто постійність відносної швидкості руху деталей. Це означає, по-перше, забезпечення умов зниження відносних швидкостей до нуля, тобто зниження рівня коливальної енергії в механізмі; по-друге, забезпечення руху, близького до гармонічного. При цьому часова функція зміщення (швидкості, прискорення) повинна бути симетричною щодо середнього значення моменту, не повинна мати локальних викидів амплітуди, стрибків фаз, точок зламу, тобто форма сигналу не повинна бути трикутною, прямокутною і т. п. При нормальному структурному та функціональному станах вібраційний стан може бути незадовільним через резонанси та деяких форм напружено-деформованого стану деталей при коливаннях.

У складних коливальних системах з багатьма ступенями свободи, якими є конструкції машин в діапазоні частот дії збурювальних сил, завжди є велика кількість частот власних коливань. Завданням є виключення можливості збігу частот вимушених і власних коливань, які можуть проявлятися при дії на конструкцію даної системи сил. У зв'язку з цим при проектуванні машин заданої надійності попередньо повинні бути розроблені принципи створення механізмів і вузлів з пониженою віброактивністю, а також методи їх доведення.

Накопичений досвід щодо усунення резонансних явищ в машинах та агрегатах і узагальнення відомих методів аналізу власних частот конструкцій дають можливість виділити основні принципи покращення динамічних властивостей машин шляхом зміни параметрів структурних елементів (рис. 7.44). Щоб усунути резонансні явища, необхідно змінити частоти збурювальних сил, що не завжди можливо, тоді необхідно змінити власні частоти деталей і вузлів. Останні можна змінювати шляхом зміни маси або жорсткості сполучень і деталей (рис. 7.44).

Так як основним джерелом вібрації машин є деталі та вузли, що обертаються, а коливання, які виникають у валах (роторі), збурюють вібрацію корпусу, яка передається на опорні поверхні рами та агрегати, доцільно зменшити відношення ваги частин, що обертаються, до ваги агрегату, тобто збільшити масу корпусу аг-

регату. Однак, збільшення маси без зміни конструктивних і технологічних параметрів може привести до зниження вібрації лише в окремих смугах спектра.

7.9.2. Принципи проектування машин і складених вузлів з пониженою віброактивністю

При проектуванні машин з пониженою віброактивністю необхідно враховувати наступні аспекти:

- зменшення, локалізація або усунення джерел коливальних сил;
- зменшення кількості сполучень в конструкції деталей, вузлів та механізмів;
- вибір форми і розмірів корпусних деталей та використання вібростимувальних мас і ребер жорсткості для підвищення віброізоляції від згинальних хвиль та обмеження передачі вібраційної потужності через зовнішні опори і установочні деталі;
- уникнення консольно розташованих елементів конструкції, що передають моменти;
- зменшення енергії збурювальних сил за рахунок зниження розмірів мас, що обертаються, і, відповідно, лінійних швидкостей;
- відстройка власних частот і мод коливань деталей і вузлів;
- створення рівномірного або рівномірно зростаючого навантаження на всі елементи в системі передачі моментів;
- усунення можливості неправильного складання деталей, вузлів та механізмів;
- зменшення зазорів у сполученнях деталей і вузлів;
- застосування конструктивно збалансованих деталей, що обертаються, і компенсація дисбалансу за допомогою балансувальних пристроїв;
- визначення оптимальних натягів у сполученнях циліндричних у плоскостях рознімача, гвинтових і болтових з'є'нань;
- оцінка ймовірності резонансних режимів роботи механізмів машин і агрегатів;
- забезпечення конструктивної технологічності та вдосконалення технології виготовлення;
- застосування матеріалів, що мають високі демпфувальні властивості;
- забезпечення стабільності вібраційних характеристик в експлуатації;
- обмеження частоти обертання роторів і коліс при незмінній потужності двигуна або передачі;
- використання блочних конструкцій машин і агрегатів;
- визначення оптимальної жорсткості валів і роторів за рахунок раціонального вибору відстані між опорами підшипників;
- визначення допустимих рівнів вібрації та шуму механізмів, машин і агрегатів;
- виготовлення деталей конструкцій з матеріалів, які мають однакові або близькі механічні характеристики і коефіцієнти лінійного розширення;
- забезпечення віброконтролепридатності вузлів, механізмів і машин.

Рекомендації для досягнення плавності переміщень елементів механізмів:

- підвищення жорсткості приводу без створення умов виникнення або підсилення небажаного координатного зв'язку, зменшення демпфувальної здатності;
- створення умов для уникнення схоплювання поверхонь тіл, що труться;
- зменшення коефіцієнта тертя за допомогою відповідних матеріалів для пар тертя, використання мастил з високими властивостями граничної плівки тощо;
- мінімізація сумарних сил тертя у складних конструкціях з кількома поверхнями ковзання. Це може включати розвантаження напрямних поверхонь, подачу змащування під тиском, усунення перекосів пар тертя, а також зменшення надмірного затягнення пар тертя;
- збільшення демпфувальної здатності системи шляхом раціонального використання нерухомих стиків конструкції або застосування спеціальних демпфувальних матеріалів і демпферів;
- усунення або зміна зв'язків у системі шляхом зміни орієнтування осей жорсткості пружної системи, співвідношення величин жорсткостей, максимально можливе суміщення секторів рівнодіючої сили тертя і пружних сил приводу, а також центра переміщуваного тіла з центром жорсткості системи. Розсіювання енергії в конструкції може допомогти зменшити інтенсивність резонансних коливань при заданому рівні збурення.

7.9.3 Рекомендації щодо розробки конструкторської документації та експериментальних досліджень макетів машин, агрегатів і вузлів

Розробка конструкторської документації для макетів машин і механізмів має включати експериментальну перевірку наступних аспектів:

- кілька варіантів конструкції машини;
- кілька варіантів вузлів і деталей, таких як підшипникові вузли, зубчасті колеса з різною формою зубців або ротори електричних машин із різним скопом і формою пазів;
- визначення оптимальних посадок «натягів-зазорів» у сполученнях деталей, особливо підшипникових вузлів і роторів;
- визначення оптимального попереднього натягу підшипників у підшипникових вузлах;
- визначення впливу монтажу, перескладання деталей, вузлів і машинних агрегатів на допустимі відхилення від співвісності, биття, овальності та мікрогеометрії посадочних поверхонь, а також появи неконтрольованих зазорів – осьових і радіальних;
- визначення оптимальних габаритів вузла, механізму, машини, агрегату;
- визначення джерел нестабільної роботи механізму на режимах пуску, зупинки, холостого ходу, навантаження, скидання й накладання навантаження;
- визначення оптимальних параметрів «натягів-зазорів» у підшипникових вузлах;
- визначення впливу типу і класу шумності підшипників кочення на віброактивність механізму;
- визначення джерел нестабільності вібраційних характеристик об'єкта;
- визначення допустимих рівнів вібрації та шуму й контролепридатності механізмів у об'єкті.

7.9.4. Рекомендації щодо вібродіагностичних випробувань машин та їх складових вузлів

Вібродіагностичні випробування макетів і дослідних зразків машин і механізмів повинні включати:

- визначення власних частот вузлів при монтажі та машини в цілому;
- визначення джерел підвищеної вібрації вузлів машини;
- вибір форми та геометрії взаємодіючих механічних, електричних та інших елементів з точки зору забезпечення мінімальних динамічних сил та їх взаємодії;
- визначення впливу перескладання машин і вузлів на стабільність параметрів вібрації;
- розділення джерел підвищених рівнів вібрації та усунення резонансних режимів;
- визначення віброакустичних характеристик на динамічних режимах, таких як пуск, реверс, гальмування, виключення та навантаження, для визначення сприятливих режимів роботи та динамічних характеристик машини або агрегату;
- визначення третьоктавних спектрів вібрації вузлів, механізмів, машин та агрегатів;
- визначення в області підвищених рівнів вібрації (третьоктавні смуги частот) вузькосмугових спектрів вібрації для всіх необхідних режимів роботи машин;
- визначення стабільності вібраційних характеристик протягом часу випробувань, який становить мінімум від 25 до 200 годин на холостому ході і після режиму навантаження;
- ресурсні випробування окремих сполучень деталей кінематичних пар, вузлів, механізмів та машини для перевірки правильності призначених матеріалів, конструкції сполучень, форми деталей, якості поверхонь, необхідності їх притирання та обкатки, а також впливу перерахованих параметрів на стабільність вібраційних характеристик механізму;
- визначення повзності матеріалів у сполученнях, опору деформаціям, податливості, втомності, корозії, швидкості та рівномірності спрацювання, рівномірності температурного поля механізму та машини з метою виявлення слабких місць конструкції та підвищення стабільності вібраційних характеристик механізму;
- уточнення умов і режимів експлуатації машин;
- уточнення призначеного ресурсу і термінів служби машини;
- визначення опорних спектрів і меж оцінок вібраційного стану машини: "в«дмінний",»"д«брий",»"д«пустимий",»"г«аничний стан",»"н«допустимий";»перевірка елементів ремонтпридатності та віброконтролепридатності;
- визначення "с«абких" »вузлів механізмів, які визначають працездатність і ресурс, визначення значень підвищення рівнів їх вібрації протягом 1000 годин напрацювання;
- розробка стандартних методів контролю та системи вібраційного діагностування стану машин у експлуатації;
- визначення технічних засобів контролю вібрації та діагностики машин в умовах виробництва і ремонту;

– визначення обсягу та термінів проведення доводочних робіт.

Особливість вібродіагностики у разі доведення полягає в тому, що діагностика здійснюється не за встановленими граничними значеннями, а за співставленим аналізом «більше-менше» після проведення операції доведення. Несправності механізму та їх вібраційні відгуки при доведенні, як правило, не можуть бути завчасно запрограмовані, що безумовно ускладнює процедуру доведення.

Сформульовані принципи і правила проектування, раціональна послідовність робіт є тією науковою базою, за допомогою якої можна розробити технічне завдання на проектування механізмів і машин заданої віброактивності, оптимальні параметри конструкції та умови експлуатації.

7.10. Конструктивні та технологічні засоби зниження вібрації машин

7.10.1. Шляхи зниження вібрації та шуму зубчастих передач

Агрегати і машини з передачами та редукторами можуть мати потужність від часток ватт до 100 МВт та обертову частоту до 15000 хв^{-1} .

Збільшення вібраційної міцності зубчастих коліс є однією з проблем підвищення надійності їх роботи. Особливе значення це має для зубчастих коліс у зв'язку зі збільшенням ресурсу роботи двигунів і коробок передач. Проблема ускладнюється тим, що зубчасті колеса при високій напруженості та високій швидкості обертання мають малу масу та складну конструкцію. Збільшення вібраційної міцності, як правило, приводить паралельно до збільшення надійності та довговічності роботи зубчастих коліс.

Частота обертання механізмів машин дуже впливає на вібрацію і шум машин. Редуктори, взагалі, генерують широкосмуговий шум, який охоплює діапазон від декількох десятків герц до кілогерц. У цьому шумі можна виділити кілька компонентів, які відповідають резонансним коливанням деталей на частотах контактного зчеплення $1f_{кз}$, $2f_{кз}$, $3f_{кз}$.

Вплив швидкості обертання на вібрацію і шум механізмів на прикладі редуктора проміжної опори карданного вала автомобіля КрАЗ (рис. 7.47) представлено на рис. 7.48.

За вібраційні характеристики (ВХ) приймалися середньоквадратичні (за точками вимірювання) рівні вібрації з відносною шириною смуги пропускання що, дорівнює 3% частоти налаштування віброаналізатора. Вимірювання вібрації проводили при частотах обертання приводного вала стенда 1000, 1500, 2000 та 2320 хв^{-1} і включенні максимальної передачі проміжної опори.

Спектри вібрації проміжної опори записувалися самописцем у смугах частот 2-20 Гц, 20-200 Гц та 2000-20000 Гц при діленні 10 мм/с^2 .

Вимірювальна апаратура: віброаналізатор типу 2511; фільтр типу 1621; самописець 2306; віброперетворювач 4369; шумомір в октавних смугах. Точки контролю ВХ і шуму показані на рис. 7.49. Рівні вібрації визначались у децибелах за СКЗ віброприскорення у вузьких смугах частот.

Шум, створюваний проміжною опорою, визначався в точках А, Б, В, Г на відстані 500 мм від корпусу опори при частоті обертання 2320 хв^{-1} .

Рівні шуму, створювані проміжною опорою в широкій смузі (за загальним рівнем) при частоті обертання на вході 2320 хв^{-1} представлені в табл. 7.6.

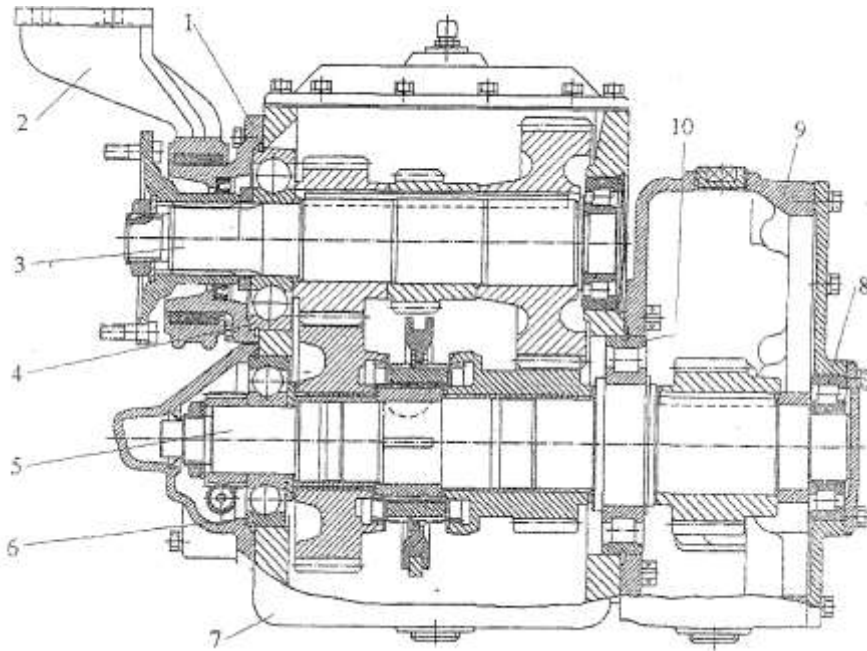
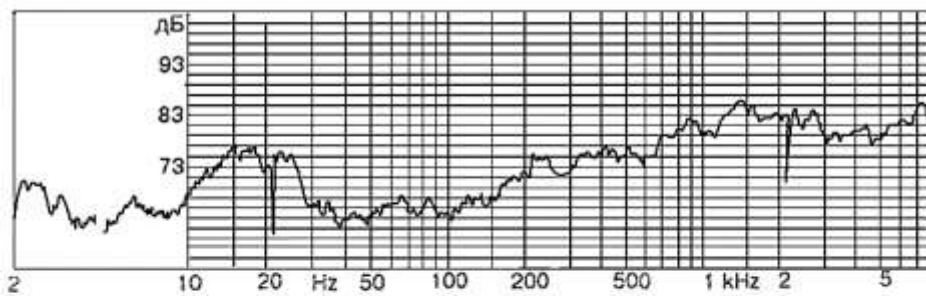
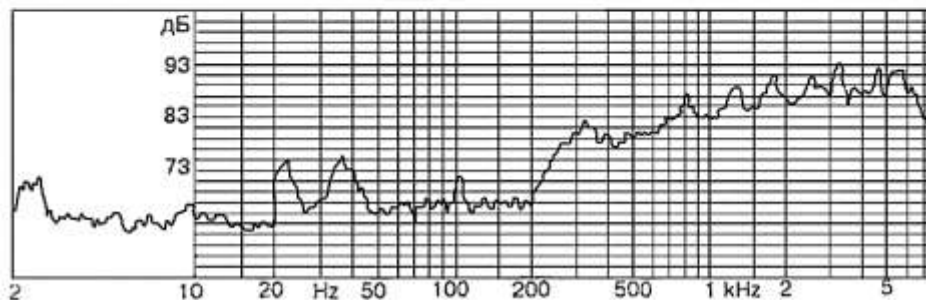


Рис. 7.47. Проміжна опора карданних валів:
 1 – стакан підшипника; 2 – кронштейн; 3, 5 – вали;
 4, 6, 8, 10 – підшипники; 7, 9 – корпуси



а



б

Рис. 7.48. Спектрограми вібрації проміжної опори 1 в точці 7 при частотах обертання 1000 хв^{-1} (а) та 2000 хв^{-1} (б)

Вплив частоти обертання механізмів машин на рівні вібрації показаний на прикладі редуктора мотор-колеса самохвала БелАЗ-75131/75132 (рис. 7.50). Наведені спектри вібрації (рис. 7.50) визначені віброаналізатором «Кварц». За нульовий рівень (опорний) прийняте значення $3 \cdot 10^4 \text{ м/с}^2$.

Змащення сприяє демпфувальному впливу на коливання деталей та зменшує тертя при ковзанні, яке виникає між контактами коліс і шестерень, а також між тілами кочення та кільцями підшипників кочення. Вплив стану змащення на рівень вібрацій наведено в таблиці 7.7. Точки вимірювання вібрацій

редуктора представлені на рисунку 7.51.

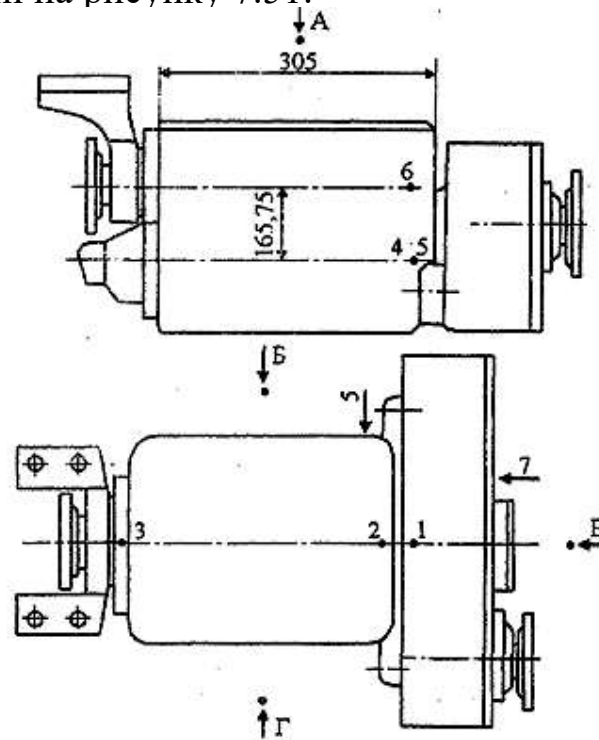


Рис. 7.49. Місця і точки контролю вібрації (1-7) та шуму (А, Б, В, Г) проміжної опори карданних валів автомобіля КрАЗ

Таблиця 7.6

Рівні шуму проміжних опор

Точки вимірювання вібрації	Рівні шуму, дБ	
	Опора 1	Опора 2
А	98,5	90
Б	95,5	86,5
В	07	91
Г	95,5	89

Наведені в табл. 7.7 рівні вібрації отримані для випадку повної відсутності змащування. Рівні вібрації редуктора в точці вимірювання А у разі нормальних умов змащування і при частоті обертання 1000 хв^{-1} вала приводу шестірни 24 (рис. 7.51) показані на рис. 7.50.

Зміна сорту змащування впливає на рівні шумності незначно (1-2 дБ), але відсутність змащування значно відбивається на рівнях вібрації.

Таблиця 7.7

Рівні вібрації редуктора мотор-колеса при частоті обертання 1000 хв^{-1} на валу приводу шестірни 24 (рис. 7.51)

Частота, Гц	Рівні вібрації, дБ		Частота, Гц	Рівні вібрації, дБ	
	Точка А	Точка В		Точка А	Точка В
6,3	79,6	73,2	315	133,1	101,9
8	80,6	72,8	400	121,1	109,1
10	82,5	75,4	500	123,4	110,2
12,5	83,6	80,4	630	132,9	113,3
16	115,0	113,2	800	137,1	115,8
20	93,2	88,2	1000	134,8	110,9
25	107,1	90,9	1250	132,8	119,6

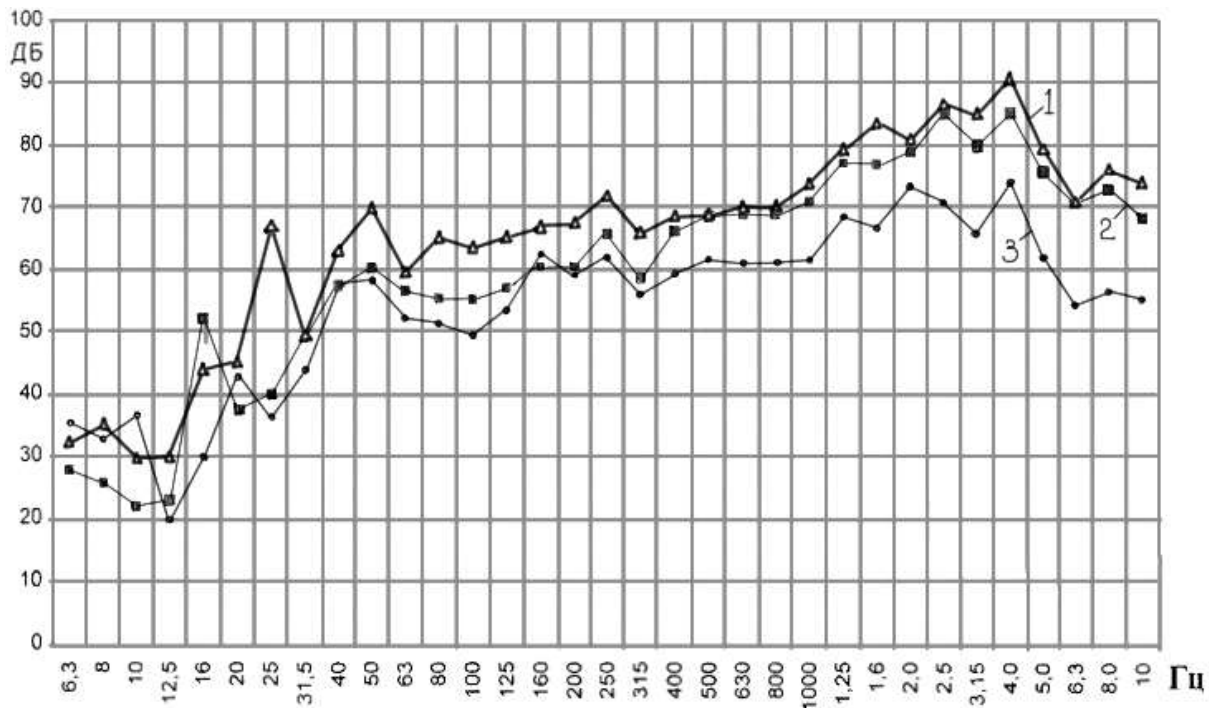


Рис. 7.50. Спектрограми вібрації редуктора при частотах обертання валу приводу стенда 1500 (1), 1000 (2) і 600 (3) хв^{-1} в точці конторко А при нормальних умовах змащування редуктора

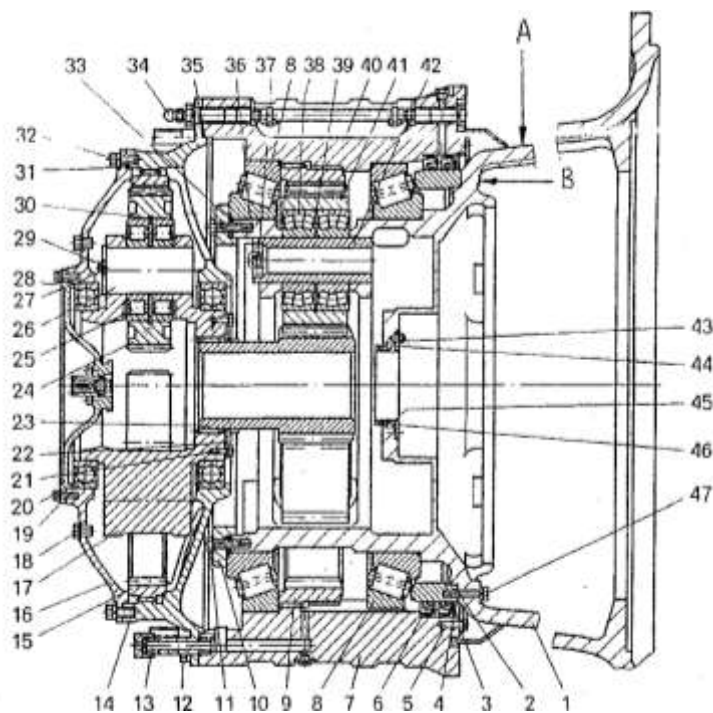


Рис. 7.51. Редуктор мотор-коlesa самоскиду БелАЗ-75131+75132:

1 – корпус редуктора; 2 – колесо підманжетне; 3 – прижим; 4 – колесо дистанційне; 5, 12, 21, 29, 32, 36, 47 – гвинти; 6 – манжета; 7 – маточина; 8, 19, 25, 38 – підшипник; 9 – коронна шестірня другого ряду; 10 – кільце упорне; 11 – гвинт регулювальний; 13 – пробка зливна; 14 – кришка ведуча; 15 – коронна шестірня першого ряду; 16 – кришка водила першого ряду; 18 – пробка контрольна; 20 – кришка редуктора; 22, 27, 37 – пластини стопорні; 23 – сонячна шестірня другого ряду; 24 – сателіт першого ряду; 26 – вісь сателіта першого ряду; 28, 31, 35 – кільця ущільнювальні; 30, 39 – кільця стопорні; 33 – шайба розпірна; 34 – маслянка; 40 – коронна шестірня другого ряду; 41 – сателіт другого ряду; 42 – вісь сателіта другого ряду; 43 – гайка; 44 – кільце; 45 – манжета; 46 – ущільнення; А, В – точки контролю вібрації

7.10.2. Зниження віброактивності зубчастих передач шляхом відлаштування режимів роботи

Проведені дослідження показали, що віброактивність зубчастих передач, зростає зі збільшенням швидкості коліс, навантаження, що передається, погіршення змащування, значно залежить від інерційно-жорсткісних характеристик конструкції редуктора, точності виготовлення. При зачепленні зубців спостерігається нерівномірна передача крутного моменту і періодична деформація зубців ударного характеру. Залежність зміни вібрації від швидкісного режиму роботи зубчастих передач лінійна в межах точності вимірювань, рис. 7.52. Зі збільшенням навантаження рівні вібрації спочатку ростуть інтенсивно, а потім повільно, рис. 7.52. Вплив навантаження зубчастого зачеплення на рівні вібрації зростає зі збільшенням швидкісних режимів роботи передачі та збільшенням зазора у зачепленні зубців (рис. 7.52, 7.53).

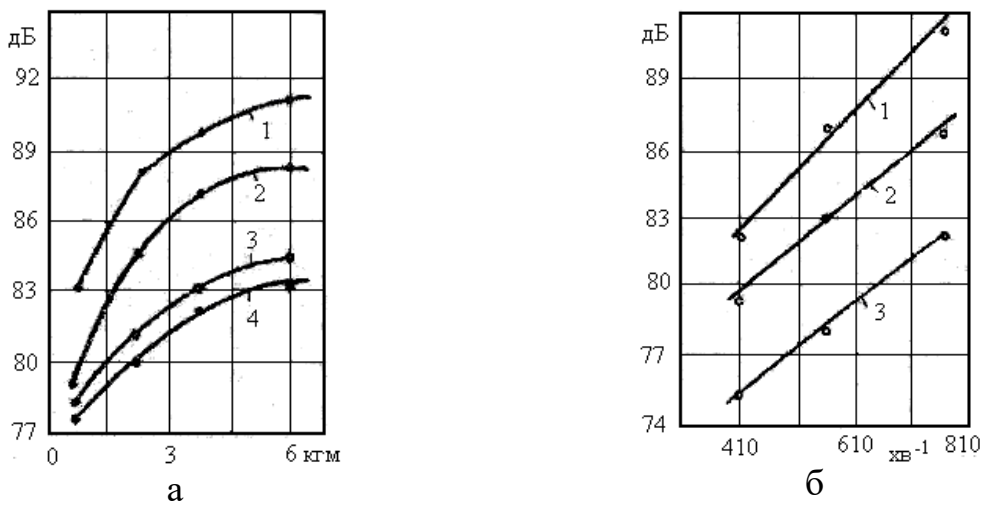


Рис. 7.52. Вплив на рівні вібрації навантажувального та швидкісного режимів редуктора копача бурякозбирального комбайна КС-6Б:

- а) від навантажувального режиму: 1 – якщо зазор 1,0 мм, $n = 760 \text{ хв}^{-1}$; 2 – якщо зазор 1,0 мм, $n = 550 \text{ хв}^{-1}$; 3 – якщо зазор 1,0 мм, $n = 410 \text{ хв}^{-1}$; 4 – якщо зазор 0 мм, $n = 760 \text{ хв}^{-1}$; б) від швидкісного режиму при навантаженні 5 кгм: 1 – якщо зазор менше 1,0 мм; 2 – якщо зазор більше 1,0 мм; 3 – якщо зазор 0 мм

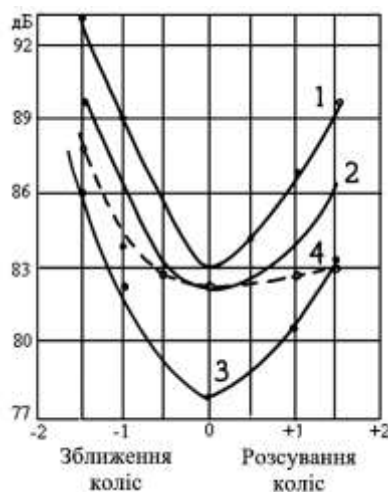


Рис. 7.53. Вплив регулювання зазора конічного зубчастого зачеплення на рівні вібрації редуктора копача бурякозбирального комбайна КС-6Б:

- 1 – при 760 хв^{-1} , 5 кгм; 2 – при 550 хв^{-1} , 5 кгм; 3 – при 410 хв^{-1} , 5 кгм; 4 – при 760 хв^{-1} , 1,5 кгм

Низькочастотні коливання в редукторних системах виникають в результаті нерівномірності навантаження, дисбалансу мас, що обертаються; дії накопичених помилок в обвідному кроці шестерень, поєднанні цих помилок в колесах і шестірнях, а також перекосу осей. До низькочастотних збурень системи призводять дії кількох та одиничних помилок на профілі зубця, які мають випадковий характер. Значні коливання спричиняє також нерівномірність роботи приводу.

При проектуванні малошумних передач і редукторів необхідно прямувати до обмеженої частоти обертання коліс, що може бути досягнуто за допомогою двоступінчастого редуктора. У разі незмінної потужності передачі зменшення частоти обертання коліс дає більший ефект обезшумлення, ніж зниження навантаження на зуб (рис. 7.54).

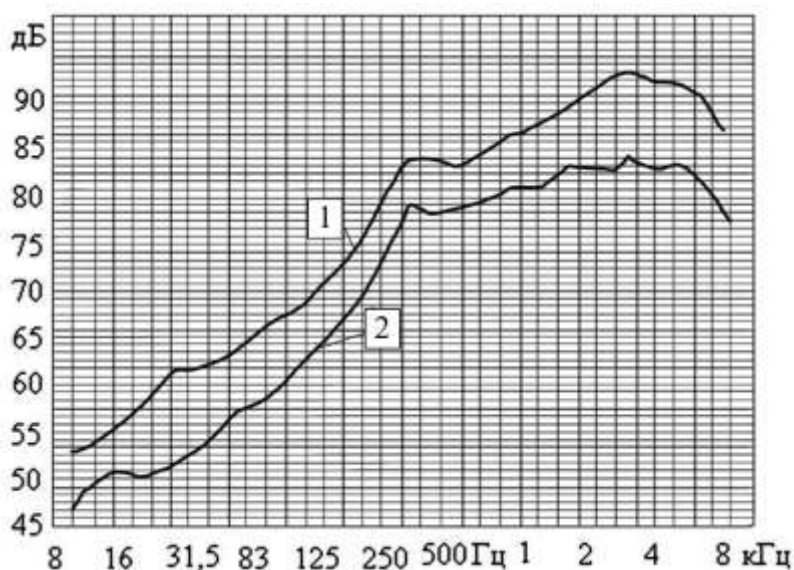


Рис. 7.54. Спектрограми середньоарифметичних значень вібрації нових 33-х мостів трактора Т-150К в радіальному напрямку при частотах обертання ведучої шестірні 2000 хв^{-1} (1) і 1000 хв^{-1} (2) в режимі холостого ходу на стадії приймально-здавальних випробувань серійного виробництва

Збільшення обхідної швидкості при постійному навантаженні призводить до зменшення певних компонентів у спектрі вібрації, які виникають внаслідок періодичних помилок в зачепленні зубців. У той же час збільшується амплітуда сумісного спектра, який відповідає хаотичному коливальному процесу.

На високих частотах переважно виникають кінематичні збурення, які викликаються помилками у виготовленні зубчастого колеса, неточностями у сполученні (такими як перекося осей, відхилення міжцентрової відстані тощо).

7.10.3. Зниження віброактивності зубчастих передач шляхом вибору конструкції вузла

Віброакустичні характеристики більш сприятливі у разі менших діаметрів та більшій ширині зубчастих коліс. Зменшення діаметра сприяє зниженню обвідної швидкості, а, значить, і вібрації та шуму.

Зубчасті колеса слід розташовувати, по можливості, симетрично відносно опор. Збільшення модуля зубчастого колеса при різних швидкостях дещо знижує рівні шуму та вібрації через скорочення динамічних імпульсів за оди-

ницю часу. Однак технологія виготовлення коліс з меншими модулями зазвичай дає можливість отримати кращі результати.

Косозубі шестірні забезпечують зниження шуму на 2-6 дБ більше, ніж прямозубі.

Косозубі шевронні зубчасті колеса здатні плавно передавати великі потужності при мінімальних коливаннях на зубцевій частоті. Тому для високооборотних редукторів використовують, в основному, шевронні колеса, а для малооборотних – косозубі. Шум залежить від навантаження і частоти обертання початкових кіл колеса редуктора.

Планетарні редуктори мають менші розміри та рівні шуму, ніж редуктори перебірного типу через зниження питомого навантаження на зубці до багатопотокової передачі крутного моменту через кілька сателітів, а також через менші обвідні швидкості. Планетарні малогабаритні редуктори з шевронними колесами мають рівні звуку на відстані 1 м порядку 85 дБА. Рівні шуму двоступінчастих редукторів перебірного типу коливаються в діапазоні 95-100 дБА. Основна причина шумності – похибки виготовлення зубчастих коліс і деформація зубців під навантаженням.

Існує три основних способи зменшення шуму редуктора: обмеження кількості джерел коливань в редукторі; зниження випромінювальної здатності корпусу; ізолювання джерел коливань від решти частин редуктора проміжними зазорами. Підвищення точності зачеплення знижує рівні шуму не більше, ніж на 3 дБ, а використання спеціальної форми зубців – на 2-7 дБ. Збільшення товщини стінок в 2 рази призводить до зниження рівнів шуму в редукторах звичайної конструкції на 1,5 дБ, а збільшення товщини стінки в 10 разів – на 5 дБ. Проте з точки зору економічних вимог, збільшення товщини стінок у 10 разів може не бути оптимальним рішенням.

У редукторах вібрація стінок картера можлива через стиснення повітря і масла у просторі між профілями зубців і наступними ударами стінок картера порціями масла й повітря, що видавлюються із зачеплення з частотою, що дорівнює частоті зачеплення. Одночасно може виникати вібрація зубчастих коліс з частотами, що дорівнюють власним частотам коливань зубців або колеса в цілому.

Зниження збурюваності згинальної вібрації коліс досягається їх виготовленням з несиметричним ободом. При наявності асиметрії в колесі є дві ортогональні форми коливань з однаковою кількістю хвиль, зміщені по колу на кут $\pi/2 \cdot i$, жорстко «прив'язані» до колеса і відрізняються за частотами. При обертанні колеса в робочих умовах на цих частотах немає резонансу, так як не утворюється біжучих хвиль деформацій з власними формами. У цьому разі резонують біжучі хвилі з середніми частотами цих форм, але з меншою амплітудою.

Зниження збурюваності згинальної вібрації коліс здійснюється за рахунок зменшення динамічних навантажень від параметричних крутильних коливань передач і відлаштування їх від параметричних резонансів.

У разі великої частоти зачеплення необхідно збільшити частоту зачеплення за рахунок збільшення кількості зубців колеса і зменшення при цьому модуля зачеплення.

Інший напрямок відлаштування параметричних коливань – зниження власної частоти крутильних коливань за рахунок збільшення маси коліс або

зменшення крутильної жорсткості зубчастих передач.

Збільшення маси коліс часто неприйнятне. Зменшення крутильної жорсткості коліс – віброізоляція – конструктивно складне, але часто доцільне. Віброізоляція виконується при розділенні обода та діафрагми колеса і введення податливого елемента між ними, наприклад, пружних втулок,

При цьому геометричне положення зубчастого вінця відносно осі обертання колеса не порушується, рівномірність роботи зубця по довжині збільшується.

Збільшення кінематичної і циклічної точності виготовлення, а також складання коліс є ефективним способом зменшення збурюваності вібрації передач, що має особливе значення для конічних коліс. Складання їх необхідно виконувати за калібрами з метою суміщення вершин ділильних конусів коліс. Для отримання необхідної плями контакту і зазора в зачепленні допускається зміщення обох коліс до центра або від центра передачі на величини, пропорційні кількості зубців. Цим забезпечується робота коліс з рівними модулями (кроками) у зачеплення.

Якість складання конічних коліс сильно впливає на їх віброактивність. Зміщення одного колеса може збільшити різницю в кроках сполучених коліс на 0,04 мм і призвести до збільшення вібрації їх у 8 раз.

Для зниження вібрації та шуму зубчастих передач суттєвого значення набуває усунення монтажних та експлуатаційних (по мірі їх проявлення) дефектів. До монтажних дефектів відносять підвищені зазори в підшипниках, перекіс осей, неточне їх центрування, биття з'єднувальних муфт. До експлуатаційних дефектів, що визначають шум передач, відносять спрацьованість, режими змащування і кількість змащувального матеріалу. Велике значення має кількість і спосіб змащування зубчастих передач. Якість змащувального матеріалу помітно не позначається на шумності, але його недостатність призводить до підвищення тертя і, як наслідок, до збільшення шумності. Своєчасний і високоякісний ремонт зубчастих передач, при якому всі зазори у сполученнях доводяться до передбачених значень, важливий для правильної експлуатації зубчастих передач.

Відлаштування власних частот згинальних коливань коліс від небезпечних резонансних обертів здійснюється на практиці. Ефективність регулювання колеса перевіряється тензометруванням його в робочих умовах. Але відлаштування власних частот не завжди можливе, так як густий спектр резонансних частот не дає можливості вийти їм за область робочих частот. Тому відлаштування слід виконувати від найбільш небезпечних резонансних частот і форм коливань (у першу чергу від форм з невеликою кількістю вузлових діаметрів і першої гармоніки збурення зубцевої частоти).

Дослідження щодо відлаштування необхідно виконувати на модельному колесі, виготовленому з великою товщиною обода і діафрагми. Поступово зменшуючи обід і діафрагму та вимірюючи розміри посадкових місць на вал і вимірюючи частоти та форми коливань, визначають оптимальну геометричну форму колеса, при якій відсутні резонансні частоти. Форма тіла зубчастого колеса повинна забезпечувати максимальну жорсткість, мінімальні поверхні випромінювання і кількість власних коливань, або ж ці коливання повинні бути задемпфовані спеціальними кільцями та накладками.

7.10.4. Зниження віброактивності зубчастих передач шляхом вибору форми зуба

Найкращі результати дає використання зубців одного з коліс у формі бочки, що знижує шум на 2-5 дБ. Зменшення динамічних сил у зубчастому зачепленні здійснюється за рахунок зниження впливу параметричних крутильних коливань шляхом модифікування профілю зуба по висоті. У цьому разі різна жорсткість однопарного і двопарного зачеплення компенсується модифікуванням голівки зуба спряжених коліс. Механізм такого умовного вирівнювання жорсткостей полягає в тому, що кутовий поворот колеса при статичній деформації зубців у зоні однопарного зачеплення дорівнює кутовому повороту, що визначається як сума деформації зубців та глибиною модифікації голівки зуба спряжених коліс у зоні двопарного зачеплення. Внаслідок цього параметри модифікації зуба повинні вибиратися за визначеними правилами:

- плавно сполучатися з евольвентою основного профілю зуба;
- висота модифікації не повинна виступати за межі зони двопарного зачеплення.

Допуск на висоту модифікації необхідно приймати $\pm 0,7-1,0$ мм, а допуск на глибину $\pm 0,005$ мм.

Слід мати на увазі, що надлишкове модифікування по висоті зуба може призвести до зворотного ефекту – до підвищення динамічного навантаження, а перевищення по глибині – до зменшення перекриття в зачепленні, що також підвищує віброактивність передач. При модифікації голівки зуба вирішуються також інші проблеми – збільшення надійності та довговічності роботи зубчастих коліс. При вході зубців у зачеплення покращується утворення масляної плівки, внаслідок чого підвищується протизадирна стійкість, контактна міцність та ін.

Демпфування згинальної вібрації коліс – широковідомий спосіб зменшення резонансних напружень. Часткове демпфування в зубчастих колесах здійснюється за рахунок розсіювання енергії коливань всередині матеріалу колеса, передачі енергії коливань у зовнішнє середовище і втрати енергії при терті в контактні зачеплення із сполученим колесом, у стиках у місцях посадок коліс. Матеріал шестерень повинен наряду з високою жорсткістю мати велике внутрішнє тертя. Заміна сталі чавуном дає зниження шуму на 3-4 дБ. У середніх і значних за потужністю та розмірами зубчастих колесах зниження шумності досягається напрусуванням сталевого зубчастого вінця на чавунні пари маточин. Хороші результати дають мідно-марганцеві сплави. Відомі текстолітові, нейлонові, комбіновані колеса «сталь-пластмаса».

Для зниження вібрації використовують додатковий пристрій – демпфер. Враховуючи досвід застосування демпферів у машинобудуванні, слід відмітити, що він обмежений внаслідок конструктивної складності демпфера та ненадійності його роботи у разі зміни режимів роботи.

7.10.5. Зниження віброактивності та вібраційної міцності зубчастих передач за рахунок покращення поверхні зубців

Процес шевінгування і шліфування зубців на точних зубообробних верстаках вельми ефективно забезпечує фінішну обробку, знижуючи шум на 5-10 дБ.

Збільшення вібраційної міцності та надійності роботи зубчастих коліс здійснюється комбінованими методами поверхневого зміцнення, що забезпечує якість поверхневого шару зубців.

Зменшення збурюваності крутильної та згинальної вібрації коліс відбувається за рахунок збільшення коефіцієнта перекриття в зачепленні. При перекритті в зачепленні, що дорівнює цілому числу, параметричні крутильні коливання не збурюються і це зменшує збурюваність згинальної вібрації коліс.

Практичне використання передач з перекриттям у зачепленні $\varepsilon_\alpha \geq 2$ здійснюється модифікуванням початкового контуру по висоті зуба з $\alpha = 20^\circ$ і 18° . Існуючий позитивний досвід роботи таких прямозубих коліс як циліндричних, так і конічних свідчить про перспективність їх застосування. Такого ж ефекту можна досягти, використовуючи косозубі або з круговими зубцями передачі. Підвищення перекриття зачеплення до $\varepsilon_\alpha = 2$ призводить до підвищення згинальної та контактної міцності. Висота і глибина модифікації профілю вибираються конструктивно з умови плавного входу в зачеплення для утворення масляної плівки на вході в зачеплення.

В конічних прямозубих колесах з $\varepsilon_\alpha = 2$ можливий підвищений відрив плями контакту по висоті зуба (при перевірці їх за фарбою), особливо, якщо колеса виготовлені плосковершинним способом. У цьому разі слід виконувати вимогу щодо забезпечення симетричного розташування плями контакту на сполучених колесах, а саме однакового відтиску плями фарби на голівках зубців ведучого і веденого коліс.

Результати узагальнення відомих досліджень дали можливість розробити конструктивні та технологічні засоби оптимізації віброакустичних параметрів зубчастих передач, табл. 7.2.

7.10.6. Способи відрегулювання власних частот вібрації окремих агрегатів і комплектних машин

Часто через недостатнє доведення машин до виробництва, багато цінних результатів наукових досліджень щодо підвищення надійності машин не приносять бажаних результатів. Багаторічний досвід оцінювання технічного стану машин показав, що при доведенні ресурсу і надійності машин не досягається ізоеластичність конструкції, недостатньо враховуються вимоги відлаштування початкових власних частот деталей, вузлів і агрегатів від частот робочих процесів кінематичного і зовнішнього впливу та прогнозування їх змін з часом появи дефектів і деградації машини.

Один з найпростіших способів розпізнавання резонансу як причини вібрації, коли машина знаходиться в робочому стані, – це незначна зміна її швидкості. Якщо рівень вібрації падає, тоді, безсумнівно, причина в резонансі. У більш складних випадках необхідно встановити, як вібрація змінюється під час руху за інерцією, під час якого при різних швидкостях вимірюється реакція системи (прискорення). За наявності резонансу та різкої зупинки машини швидкість спадає швидко, а зниження рівнів вібрації на резонансній частоті запізнюється. Якщо резонансу немає, то рівні вібрації після зупинки машини різко знижуються. Для вирішення практичних завдань і визначення динамічних характеристик складових частин і комплектних машин необхідно дослідити

ти всі їх корпусні деталі, вузли, лінію валів та отримати інформацію, в першу чергу, про перші, найсуттєвіші форми і частоти власних коливань конструкції, про резонансні форми коливань, механічний опір і податливість при заданих робочих режимах машини. Носіями діагностичних ознак стану механізмів повинні бути робочі функціональні режими та закономірні процеси спрацювання, а не прогресуючий розвиток несправностей через дефекти конструкції та технології виготовлення.

Якщо виявиться, що причиною вібрації конструкції є резонанс, а вимушену частоту неможливо усунути, тоді необхідно змінити резонансну частоту конструкції. Це можна зробити трьома способами (рис. 7.44):

- збільшити жорсткість машини, підсилюючи структуру, щоб підняти власну частоту;
- додати масу, щоб знизити власну частоту;
- збільшити демпфування, щоб зменшити відгук машини на вимушену частоту.

Загальне правило: якщо вимушена частота нижча за резонансну, найефективнішим шляхом зменшення відгуку є демпфування, якщо вища – краще за все збільшити масу, змінивши, наприклад, натяги посадок деталей, способи кріплення вузлів. За результатами доведення машин у ході стендових випробувань і на полігонах виконують відлаштування власних частот від частот вимушених сил, імпульсних робочих (експлуатаційних) режимів та фізичних процесів, що відбуваються, наприклад, згорання пального, роботи насоса, режиму перемикання швидкостей та набору навантаження. У разі необхідності виконується перерозподіл енергії вимушеної вібрації в область спектру частот дії менш відповідальних елементів механізму агрегату або машини шляхом вибору співвідношення кількості зубців у шестірнях, додаванням елемента жорсткості, діаметра і групи шумності підшипників. Конструктивні та технологічні засоби зниження вібрації підшипникових вузлів і зубчастих передач приведені в табл. 7.2, 7.3.

Як правило, шум і вібрація будь-якого реального механізму утворюються в результаті одночасної спільної дії кількох джерел. Інтегральне значення шуму і вібрації зазвичай визначається яким-небудь одним, найбільш інтенсивним, джерелом. Однак, виключення найпотужнішого джерела не завжди приводить до зниження загального шуму більше, ніж на 8-10 дБ, так як свій внесок починають вкладати решта джерел, чий рівні могли бути на 8-10 дБ меншими за той, що переважає, і раніше не впливати на результат.

Оскільки джерелами вібрації машин є деталі і вузли зі спектром власних частот, рівні їх вібрації залежать від спектрального розподілення власних частот деталей і вузлів. При проектуванні та ремонті механізмів підвищеної надійності і точності необхідно розглядати не тільки параметри збурювальних сил, але й динамічні властивості деталей окремих вузлів, агрегатів і комплектної машини на заданих режимах роботи. Дослідження залежності власних частот системи від геометричних і фізичних параметрів конструкції дозволяє визначати можливості управління розташуванням власних частот відносно спектра збурювальних сил.

Розповсюдженням випадком появи резонансних частот вібрації є підшип-

никові вузли кочення, в яких при появі завищеного зазора між зовнішнім кільцем і корпусом (стаканом) не зв'язане «жорстким зв'язком» з корпусом зовнішнє кільце починає резонувати на власній частоті кільця. Ослаблення посадок деталей, поява підвищених зазорів і несправностей, що підсилюють ударний рух деталей, призводить до ослаблення зв'язків між сполученими деталями і збурення резонансних частот окремих деталей і вузлів.

Накопичений досвід щодо усунення резонансних явищ в машинах і агрегатах та узагальнення відомих методів аналізу власних частот конструкцій дають можливість виділити основні принципи покращення динамічних властивостей машин шляхом зміни параметрів структурних елементів (рис. 7.44).

Для виключення резонансних явищ необхідно змінити частоти збурювальних сил, що не завжди можливо. Тоді необхідно змінити власні частоти деталей і вузлів, які можна змінювати шляхом зміни маси, натягів, посадок або жорсткості сполучень і деталей.

Для електродвигуна:

- маси і натяги посадок деталей суттєво впливають на рівні спектральних складових двигуна. Ці параметри слід враховувати при комплексному проектуванні, доведенні двигуна та агрегатів;

- збільшення маси сприяє зниженню власних частот вузла;

- площа посадкових поверхонь деталей, що складаються у вузли з натягом, впливає на власні частоти вузла, збільшення натягу призводить до підвищення значення власних частот;

- представляється можливість контролю якості вузлів двигуна, що складаються з натягом: складання вала з пакетом ротора, установка балансувальних кілець, підшипників, шихтування пакета статора в станину.

На рис. 7.55 представлена залежність перших власних частот ротора від довжини сполучуваних поверхонь деталей, що приєднуються до валу, – пакета ротора електродвигуна та балансувальних кілець.

З графіка видно, що зі зменшенням довжини посадкової поверхні, а значить і натягу перша власна частота ротора знижується. При збереженні маси деталей та зміни довжини їх посадкової поверхні від 240 мм до 80 мм перша власна частота знизилася з 590 Гц до 545 Гц.

З представленої на рис. 7.56 залежності перших власних частот ротора від приєднаних деталей видно, що по мірі встановлення на вал пакета ротора, балансувальних кілець, підшипникових вузлів та півмуфти перша власна частота зменшується з 600 Гц до 275 Гц.

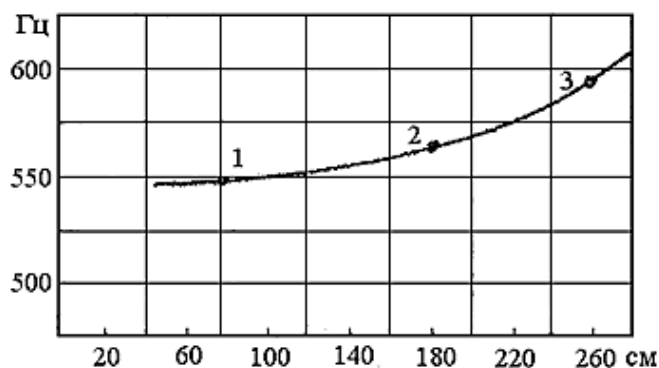


Рис. 7.55. Залежність перших власних частот коливань ротора від довжини сполучуваних поверхонь:

1 – ротор зі зменшеною довжиною посадки пакета на вал; 2 – ротор без балансувальних кілець; 3 – ротор з балансувальними кільцями, встановленими з натягом

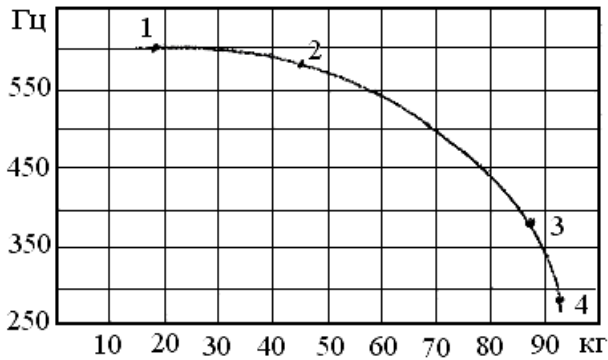


Рис. 7.56. Залежність перших власних частот коливань ротора, що складають, від маси приєднаних деталей:

1 – вал ротора; 2 – складений вал з балансувальними кільцями; 3 – ротор з підшипниковими вузлами; 4 – ротор з підшипниковими вузлами та пів муфтою

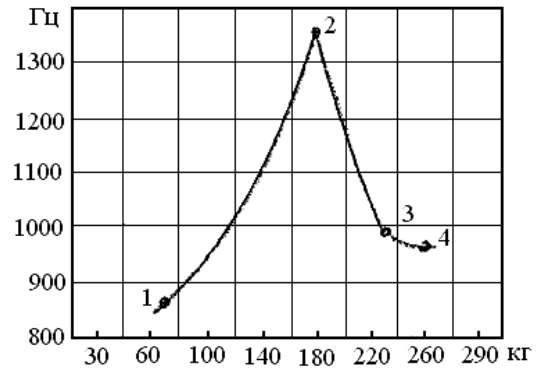


Рис. 7.57. Залежність максимальних рівнів власних частот статора від маси приєднаних деталей:

1 – корпус статора; 2 – корпус статора з пакетом статора з обмоткою; 3 – обмотаний статор з одним щитом; 4 – обмотаний статор з двома щитами

На рис. 7.57 приведено графік залежності максимальних рівнів власних частот статора від приєднаних деталей. Частота максимального значення власних коливань зменшується при приєднанні щитів, а при установці пакета статора з обмоткою в станину вона підвищується. Це підтверджує те, що натяг при запресуванні листів статора в станину сприяє зміщенню максимальних значень власних коливань в область більш високих частот.

Результати експериментальних даних щодо зміни маси деталей і жорсткості вузлів приведені також на рис. 7.58.

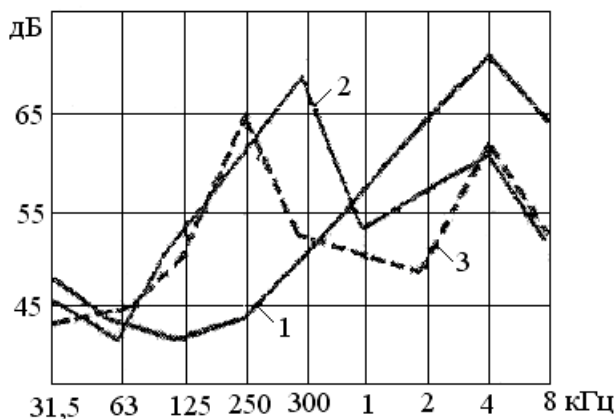


Рис. 7.58. Спектрограми вібрації підшипників кочення типу 74-310ЕУШ2:

1 – у радіальному напрямку; 2 – в осьовому напрямку; 3 – з приєднаною масою 0,5 кг

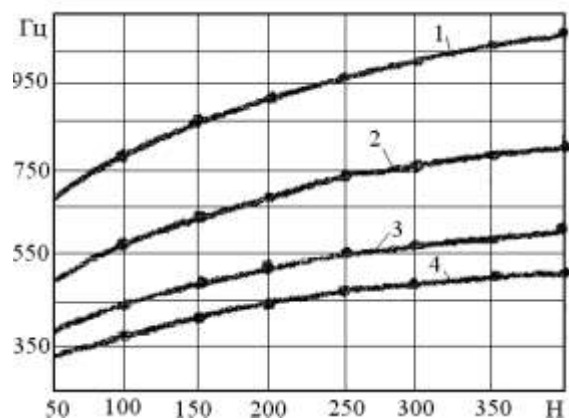


Рис. 7.59. Залежність частоти резонансу зовнішнього кільця підшипника кочення 74-310ЕУШ2:

1 – без приєднаної маси; 2 – з приєднаною масою 0,3 кг; 3 – 0,8 кг; 4 – 1,3 кг

Так як основним джерелом вібрації машин є деталі та вузли, що обертаються, а коливання, які виникають у валах (роторі), збуджують вібрацію корпусу, що передається на опорні поверхні рами та агрегати, доцільно зменшити відношення ваги частин, що обертаються, до ваги агрегату, тобто збільшити масу корпусу агрегату. Однак, збільшення маси без зміни конструктивних і технологічних параметрів може привести до зниження вібрації лише в окремих смугах спектра.

Спектр власних коливань для даного просторового розподілення діючих сил можна змінити, змінюючи жорсткість деталей вузлів. Цього можна досягти шляхом деяких змін відстані між опорами, конфігурації деталей і способу їх сполучення в агрегаті, корпусі та на валу (рис. 7.58, 7.59, 7.60).

Підвищення жорсткості ротора електродвигуна шляхом зменшення відстані між опорами знижує рівні зубцевої вібрації ротора і корпусу (рис. 7.60, область частот 1000-3150 Гц), але вже при відстанях між опорами 450 мм знижується ізоеластичність конструкції підшипникових вузлів. Підвищується вібрація, збурювана перекочуванням тіл кочення (рис. 7.58, область частот 160-315 Гц). Недостатня, як і «надмірна», жорсткість системи знижує надійність вузлів машин.

Маса і натяги посадок деталей, їх взаємне розташування по довжині валу та відносно опор підшипників суттєво впливають на рівні спектральних складових механізму. Щоб уникнути появи резонансу деталей, ротора, силового агрегату у складі машини, частоту власних коливань валів з деталями і агрегатами бажано вибрати вище частоти основних джерел збурення, діючих на частоті обертання, подвійної та потрійної частотах обертання.

Ці параметри слід враховувати під час проектування і доведення агрегатів і машини.

Власні частоти кріплень і монтажу агрегатів на раму машини нескладно визначити експериментально у статичні методами ударного збурення.

Маса складових деталей вузлів, їх взаємне розташування, натяги у сполученнях і осьовий натяг підшипників визначають фактичну власну частоту вузла складеного механізму або деталі, наприклад, кільця підшипника (рис. 7.58, 7.59), при різних посадках в корпус. Збільшення маси за рахунок приєднаних деталей при щільній посадці призводить до зниження власних частот вузла.

Величина посадочних поверхонь деталей, що складаються у вузли із зазором і натягом, впливає на власні частоти вузла і дає змінити рівень вібрації до 10 дБ. Збільшення осьового пружного натягу підшипників призводить до підвищення жорсткості вузла, що зумовлює зниження вібрації і підвищення власних частот валів і роторів у складі машин. За рахунок зміни натягу посадки деталей на вал і в корпус або площі сполучуваних поверхонь можна знизити амплітуду або змінити (зсунути) власну частоту вузла до 50 Гц (рис. 7.61).

Цього достатньо для відлаштування від вимушених частот послаблення резонансу. На рис. 7.59 f_1, f_2 – частоти, збурювані перекочуванням тіл кочення (f_1) та дефектами бігових доріжок зовнішнього кільця підшипника (f_2).

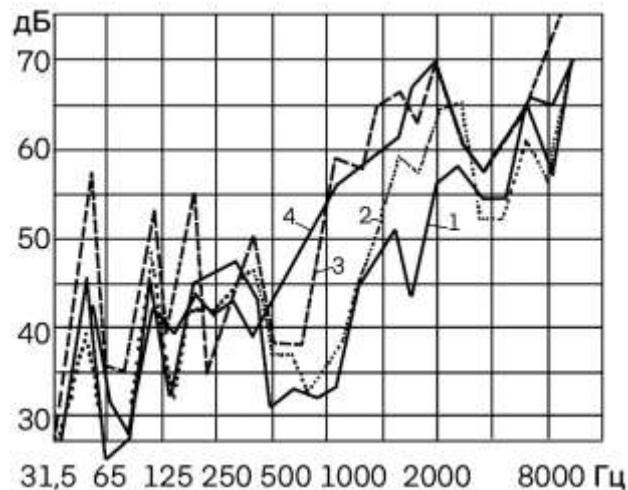


Рис. 7.60. Вібраційні характеристики асинхронного двигуна (90 кВт, 3000 об/хв), діаметр шийок валу під підшипники – 65 мм, під пакет магнітопроводу – 80 мм:
1, 2, 3, 4 – відстані між опорами 450, 465, 560, 725 мм відповідно

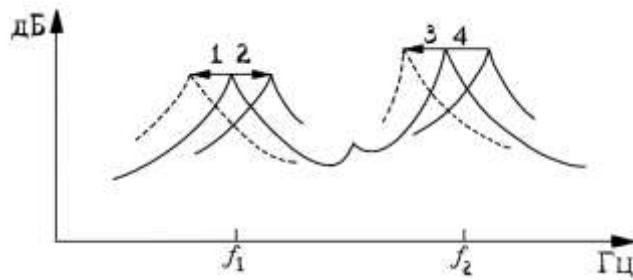


Рис. 7.61. Схеми зміни власних частот вібрації, збурюваної підшипниковими вузлами

Для підвищення частоти вібрації f_1 необхідно збільшити натяг внутрішнього підшипника на вал, а для зниження – зменшити величину натягу. Для підвищення частоти f_2 необхідно підсилити осьовий натяг підшипників в опорах, а для зниження частоти необхідно зменшити зазор посадки підшипника в корпус (стакан) до нуля.

Жорсткість валу роторів залежить від величини критичної швидкості обертання, на яку впливає ціла низка чинників. До них належать: одnobічні сили ремінних, зубчастих, газо-, гідродинамічних, електромагнітних та інших сил, податливість опор валу, гіроскопічна дія мас, розподілення деталей по довжині валу, довжина посадочних поверхонь, натяг деталей на вал та інші чинники.

Жорсткість підшипникових вузлів можна значно підвищити і змінити власну частоту кільця підшипника у разі посадки зовнішнього кільця підшипника в корпус (стакан) без зазору, приєднавши таким чином частково масу корпусу або стакана. При цьому необхідно вирішити питання усунення перекосу кілець підшипників і забезпечення руху опор при тепловому подовженні валу та створенні попереднього натягу підшипників валу, наприклад, по стакану підшипникового вузла.

Зниженню власної частоти сприяє збільшення розмірів деталей, підвищенню – застосування додаткових точок закріплення, розділення таких деталей на складові частини, кожна з яких коливається на більш високій частоті, ніж у складі агрегатів, і дає можливість усувати вібрацію. Експериментальна власна частота, наприклад, окремої коробки передач трактора Т-150К на власних опорах складає 250 Гц, а у складі силового агрегату – менше.

Використання деталей механізму з пресованих порошків металів та з різних видів пластмас – капрону, текстоліту – є ефективним засобом зниження високочастотної вібрації та усунення резонансних явищ, так як указані матеріали мають велике внутрішнє тертя.

Відлаштування власних частот і частот вимушених коливань можна реалізувати конструктивною зміною розмірів і форми елементів корпусу; розташуванням місць кріплення фланців; товщиною, кількістю та розташуванням ребер корпусу машини та підшипникових вузлів; заміною згину розтягненням-стисненням; зміною згинальної жорсткості елементів конструкції машини. Підвищення співвісності розточки підшипникових опор, визначення оптимальної відстані між опорами підшипників і кількістю ребер в корпусі, застосування підшипників класу шумності Ш6-Ш8 дають можливість знизити вібрацію, наприклад, електродвигуна в агрегаті до заданого класу вібрації й забезпечити ресурс 100-120 тис. год. Чим вищий ступінь симетрії корпусу (але кра-

ще не з додатною кількістю ребер у його радіальному перерізі), тим більш сприятливі його резонансні властивості.

Кількість ребер визначає не тільки кількість власних частот, але і їх взаємне розташування у спектрі. Чим більше ребер, тим більше розчленування хвиль коливань і власних частот деталей, а в цілому, жорсткість корпусу, щита і т. п. Необхідне місцезоташування деталі по довжині вала, ребра на корпусах машин експериментально визначається за зниженням резонансної вібрації на заданій частоті при вільному переміщенні макета ребра по корпусу або деталі по валу. Для визначення небажаного перерозподілу вібрації знайдене місце установки деталі на валу або макета ребра на корпусі уточнюється за зміною спектра вібрації машини по всьому спектру вібрації машини від 5 Гц до 10 кГц.

Іншим способом зниження вібрації, збуреної силами в циліндричній частині корпусу, є виготовлення циліндричного корпусу оболонки з поперечними масивними і жорсткими кільцями. При збільшенні відношення товщини кільця до товщини корпусу у 3-5 разів перепад вібрації на ньому складає приблизно 10 дБ.

Визначати власні частоти всіх деталей механізму машини на стадії виготовлення не завжди раціонально. В таких випадках, коли кількість деталей і сполучень велика, а маса деталей невелика, стає складно визначити вплив динамічних характеристик конструкції на вібрацію агрегату. Це важко зробити, а іноді і неможливо, за допомогою порівняння власних частот і форм коливань з вимушеними. При роботі механізмів і пристроїв вібрація конструкції збурюється під дією таких сил: гармонічних або шумового характеру; лінійних або моментних; одиничних або групових; сконцентрованих в одній точці, кількох точках або розподілених у просторі конструкції. Усі ці особливості діючих сил та взаємодії складених сполучень вузла деталей конструкції у працюючому агрегаті визначають форму та власні коливання, просторове розподілення амплітуд і фаз збурюваних коливань, за якими можна встановити параметри механічних опорів і податливостей конструкції з ідентифікацією конкретних джерел резонансної вібрації та кореляційної залежності розподілення вібрації (рис. 7.56, 7.57). Урахування впливу всіх указаних чинників на динамічні характеристики конкретної технічної системи можливе лише при доведенні реальної конструкції окремого агрегату і в складі машини. Найбільші рівні коливальної швидкості конструкції при різних збурювальних силах виникають на її першій власній частоті. З підвищенням порядкового номера власної частоти рівень коливальної швидкості на цій частоті зменшується зворотно пропорційно її значенню, тому на стадії конструювання немає необхідності в регулюванні всіх власних частот від частот збурювальних сил. З урахуванням поздовжніх і крутильних коливань стрижнів слід враховувати перші три власні частоти: для згинальних коливань стрижнів – перші дві резонансні частоти, для згинальних коливань пластин – першу.

На частотах, нижчих за першу власну частоту згинальних коливань конструкції, збільшення їх жорсткості призводить до зростання механічного опору цих конструкцій. В результаті віброзбурюваність їх зменшується. Вживаючи заходів щодо збільшення згинальної жорсткості, слід враховувати, що це може призвести не тільки до зміни механічного опору, але й до зміни інших віброакустичних властивостей конструкції, таких як вібропровідність та звукоізоляційна здатність.

За наявності банка частот і форм власних коливань оцінювання віброактивності конструкції можна здійснювати методом розкладання вимушених коливань за власними формами. Питання про кількість власних форм у розкладенні залишається відкритим, але можна дати такі рекомендації: при раптово прикладеному або імпульсному навантаженні збурюються, перш за все, форми коливань, що відповідають низьким частотам. Власні частоти, збурювані окремим підшипником в області частот від 2 кГц до 3,15 кГц, при збільшенні навантаження і збурювальних сил, що збурюються власними дефектами підшипника і монтажу в підшипниковому вузлі, збурюються на другій і третій власній частоті в області від 5 кГц до 6,3 кГц. Для розрахунку відгуку системи на такі навантаження у більшості випадків достатньо взяти у розкладенні кілька перших форм. При низькочастотному періодичному збуренні системи можна обмежитися кількома формами, що відповідають власним частотам, близьким до частоти збурення. Враховуючи те, що власні форми і частоти високих порядків визначаються з великою похибкою, завдання про вимушені коливання слід вирішувати експериментальним шляхом методом ударного збурення.

У системах з тертям, як і в інших механічних системах, можливі автоколивання різного походження, наприклад, зумовлені дисбалансом, ексцентричністю вала. Неплавність ковзання, причиною якого є сили тертя, призводить до фрикційних автоколивань. У практиці машинобудування використовують різноманітні методи зниження й усунення фрикційних автоколивань.

7.11. Демпфування вібрацій у машинах

7.11.1. Демпфування вібрації підшипникових вузлів

Хоча конструктор отримує у своє розпорядження уже готові підшипники кочення, однак, у нього є певний арсенал засобів для деякого зменшення їх віброактивності шляхом правильного вибору посадок, натягів, зазорів, попереднього натягу підшипників в опорах та інших заходів.

Певний ефект дає використання консистентного змащування на відміну від крапельного (3-5 дБ в області середніх і високих частот). Це пояснюється зменшенням тертя між тілами кочення та кільцями, упорядкуванням руху елементів підшипника внаслідок заповнення всіх зазорів, а також демпфувальними властивостями змащування.

Застосування пружнодемпферних і демпферних опор дає можливість виконати відлаштування від критичних режимів і разом з тим суттєво обмежити рівень амплітуд коливань ротора при переході через критичну швидкість.

Класичним прикладом пружнодемпферної опори є опора (рис. 7.62), де пружний елемент 5 виготовлений у вигляді втулки з аксіальними прорізами і нагадує «білчине колесо». Зовнішнє кільце підшипника 4 встановлене у втулці 1, що коливається і називається інколи вібратором. Цей вібратор виготовлений разом із пружним елементом 5. Нерухома частина 2, що жорстко з'єднана з корпусом, називається також статором. Між вібратором і статором знаходиться демпфуюча рідина.

Пружний елемент опори може виготовлятися і у вигляді простих кілець, як зроблено, наприклад, у демпферному підшипнику, представленому на рис. 7.63.

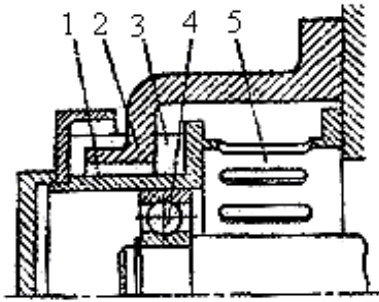


Рис. 7.62. Опора з пружним елементом «білчине колесо»

У даній конструкції роздільна втулка 4 виконує роль вібратора, а втулка 2, яка закріплена в корпусі 1 за допомогою сухарів 5, слугує статором. Вібратор і статор оснащені виступами 6, на які опирається пружний елемент 5. У виступах зроблені проточки для циркуляції рідини.

Конструкція опори сухого тертя представлена на рис. 7.64. Вона складається з рухомого диска 2, всередині якого розташований підшипник 1, і нерухомого диска 3. Обидва диска щільно прижаті один до одного за допомогою шпильки 4 та пружини 5. Обмеження переміщення опори здійснюється упором 6, який формує з рухомим диском 2 зазор r_0 .

Підбір параметрів такої опори зводиться до визначення затяжки пружини, при якій виконується, умова знищення $\omega_{кр}^{(2)}$, тобто $\omega_{ск} > \omega_{кр}^{(2)}$. Очевидно, що якщо дисбаланс ротора виявиться значним, то умова:

$$\omega_{ск} > \omega_{кр}^{(2)} \quad (7.1)$$

може не виконуватися, і в системі буде спостерігатися критичний режим на швидкості $\omega_{ск} = \omega_{кр}^{(2)}$. Тому умова (7.1) повинна виконуватися при всіх дисбалансах, які можуть зустрітися на практиці. Величина зазора r_0 встановлюється, виходячи з конструктивних міркувань щодо можливих прогинів ротора.

Особливості демпферів сухого тертя зберігаються і при постановці їх на тримальну опору. Конструкція такої опори представлена на рис. 7.65. Основною частиною демпфера є пружний елемент 3. Підтиснення дисків до корпусу 1 здійснюється пружинами 4. Зусилля підтиснення регулюється шпильками 5. Вал опирається через підшипники кочення на рухомий диск 2 і надає йому поступального руху.

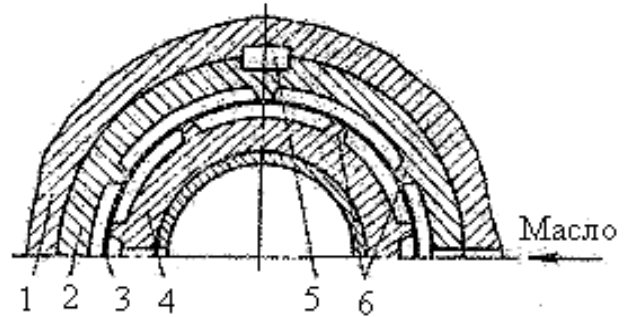


Рис. 7.63. Пружнодемпферна опора

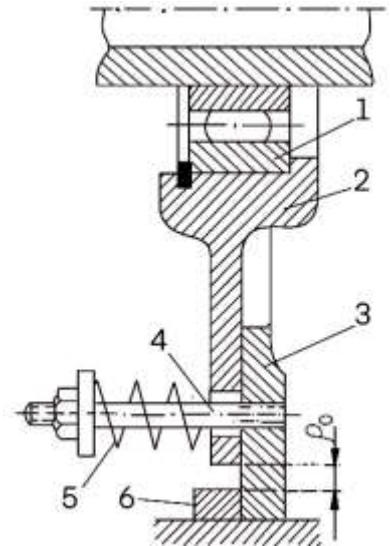


Рис. 7.64. Схема конструкції опори з сухим тертям

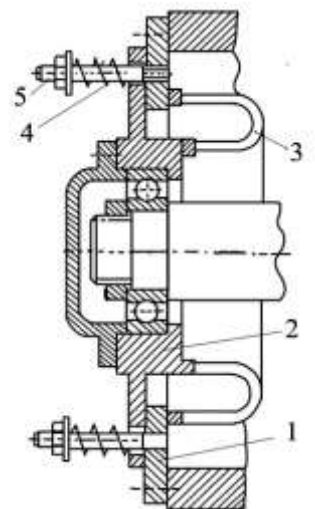


Рис. 7.65. Схема конструкції пружної опори з сухим тертям

При проектуванні та монтажі пружнодемпферних опор для важких роторів необхідно враховувати величину статичного прогину під дією ваги ротора, тому необхідно передбачати компенсацію статичних переміщень опори, а також вживати заходів для зменшення розмірів пружних елементів. Останнє змушує виготовляти пружні елементи у вигляді багаторядних «білчиних коліс» або згортати їх у вигляді петель.

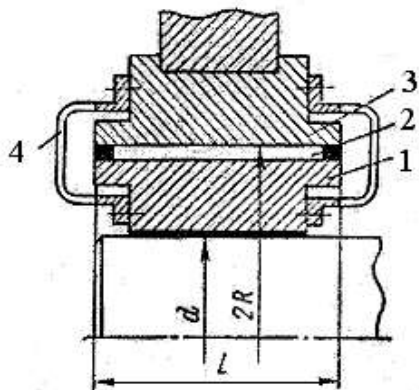


Рис. 7.66. Опора з двома пружними елементами

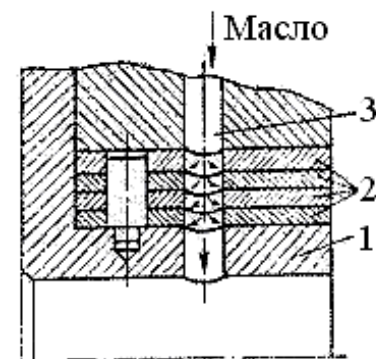


Рис. 7.67. Демпферна опора з втулками

Прикладом такої конструкції є пружнодемпферний підшипник з двовінцовим пружним елементом (рис. 7.66). Конструкція складається із статора 3 та вібратора 1, між якими знаходиться демпфувальна рідина 2. Пружний елемент 4 виготовлений у вигляді вінця, в якому вифрезеровані балочки. Такі пружні елементи з петлеподібними балочками мають і осьову податливість, і можуть бути використані для демпфування не тільки поперечних, але й осьових коливань.

Окремим випадком описаних конструкцій пружнодемпферних опор є демпферні опори рідинного тертя, у яких пружні елементи відсутні. Такі опори розвивають тільки сили демпфування, пропорційні швидкості.

Однією з найбільш ранніх опор цього типу є демпферна опора Парсонса (рис. 7.67). В опорі Парсонса вкладиш підшипника 1 поміщений всередині кількох (2-4) сталевих стаканів 2, вставлених один в інший із зазором 0,10-0,15 мм. Змащувальне масло подається по каналам 3, потрапляючи в зазори між стаканами. Під час коливань вкладиша відбувається поперединне всмоктування рідини в зазори та її витіснення з них, за рахунок чого і виникає гідродинамічна сила тертя, яка демпфує коливання.

Ідея Парсонса знайшла своє відображення у цілій низці сучасних демпферних опор.

Конструкція нелінійної опори з проміжною масою представлена на рис. 7.68. Роль проміжної маси виконує внутрішнє кільце 1. Зовнішня обойма підшипника 2 пружно з'єднується зі статором. Пружини 4 встановлені в стакан 5. Кожен стакан має два сухарі-обмежувачі 3 та 6. Сухар 3 вкручений у стакан і є нерухомим. За допомогою цього сухаря можна отримати різні попередні натяги пружин.

Значне зниження віброактивності механізмів забезпечується за допомогою підшипникових щитів спеціальної конструкції: багатошарових, типу діафрагм, з чергуванням податливих і масивних елементів різної геометрії, в залежності від

типу і особливостей машини. Такі щити дозволяють досягти віброізолюючого ефекту на частотах вище 200-300 Гц, тоді як пружні опори ротора знижують передавальні зусилля на перших гармоніках частоти обертання.

Інший спосіб зниження вібрації, збудованої силами в циліндричній частині корпусу, полягає в виготовленні циліндричної оболонки з поперечними масивними і жорсткими кільцями-шпангоутами. При відношенні товщини кілець до товщини корпусу 3-5 перепад вібрації на них складає приблизно 10 дБ в області частот вище 300-500 Гц. Кільця слід розташовувати між ділянками кріплення до корпусу полюсів (або лопатевого апарата) і лап машини.

Для області частот вище 200 Гц особливо ефективним є конструювання механізмів з проміжними пружними елементами в районі опорних поверхонь. Для забезпечення більшої віброізоляції на цих елементах між ними й амортизуючими (фундаментними) конструкціями слід розміщувати масивну плиту або раму. Віброізолюючий ефект пружних елементів проявляється, починаючи з частот, коли їх механічний опір стає меншим опору опорної рами або плити. При проектуванні пружних елементів в районі опор не виникає труднощів, так як ці елементи не впливають на робочі процеси машини і повинні задовольняти тільки умовам ударостійкості.

Важливою особливістю віброізолюючих елементів у районі опор є те, що вони ізолюють коливання від усіх сил, що діють на корпус, незалежно від місця і напрямку прикладання сил.

Агрегатована компоновка механізмів також сприяє зниженню потоку коливальної енергії в опорні та неопорні зв'язки.

Одним із засобів боротьби з вібраціями є також збільшення вібродемпфуючих властивостей конструкцій корпусів машин за рахунок:

- виготовлення корпусів і рам з матеріалів з підвищеним коефіцієнтом втрат;
- нанесення на конструкції корпусів і рам вібродемпфуючих покриттів;
- виготовлення корпусів у вигляді двостінних конструкцій із в'язким заповненням.

Слід зважати на те, що ефект від застосування засобів вібродемпфування може бути отриманий тільки в області резонансних коливань конструкцій.

На рис. 7.69 для прикладу наведені результати випробувань насоса до і після впровадження в опорних вузлах корпусу віброізолюючих елементів. Видно, що ці елементи забезпечили зниження вібрації насоса в середньому на 10 дБ і більше в області частот вище 200 Гц. На цьому ж рисунку приведено графік очікуваної вібрації насоса за результатами експериментально визначеної зміни діючої податливості корпусу насоса після внесення пружних елементів.

Визначення діючої податливості різних конструкцій корпусу з метою вибору оптимального варіанта може виконуватися тільки в стадії готовності корпусу або на моделях корпусу.

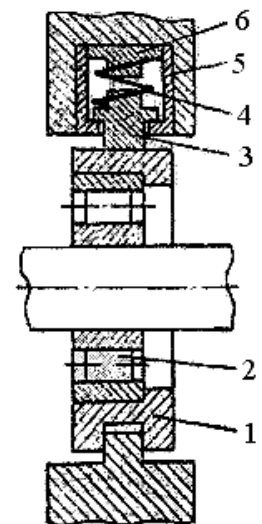


Рис. 7.68. Конструкція пружної опори з радіальними пружинами

Ефективним засобом зниження вібрації, зумовленої підшипниками, є застосування спеціальних пружних віброізольюючих вкладишів. Їх призначення полягає не тільки в компенсації геометричної недосконалості посадочних місць, але й у віброізоляції корпусу від підшипника. Матеріал і конструктивне виконання таких вкладишів можуть бути різними.

На рис. 7.70 представлені конструкції пружних віброізольюючих вкладишів. Вкладиші можуть бути виготовлені з матеріалів з високим коефіцієнтом затування (металоволокнистих матеріалів, гуми, пластмас і т.п.).

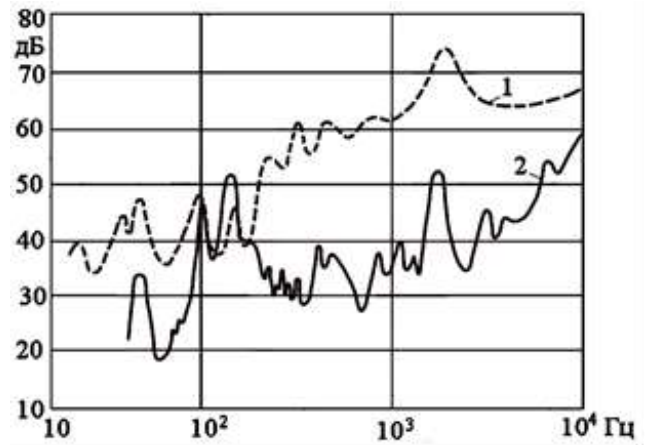


Рис. 7.69. Спектр вібрації насоса:
1 – початковий; 2 – зі зміненою

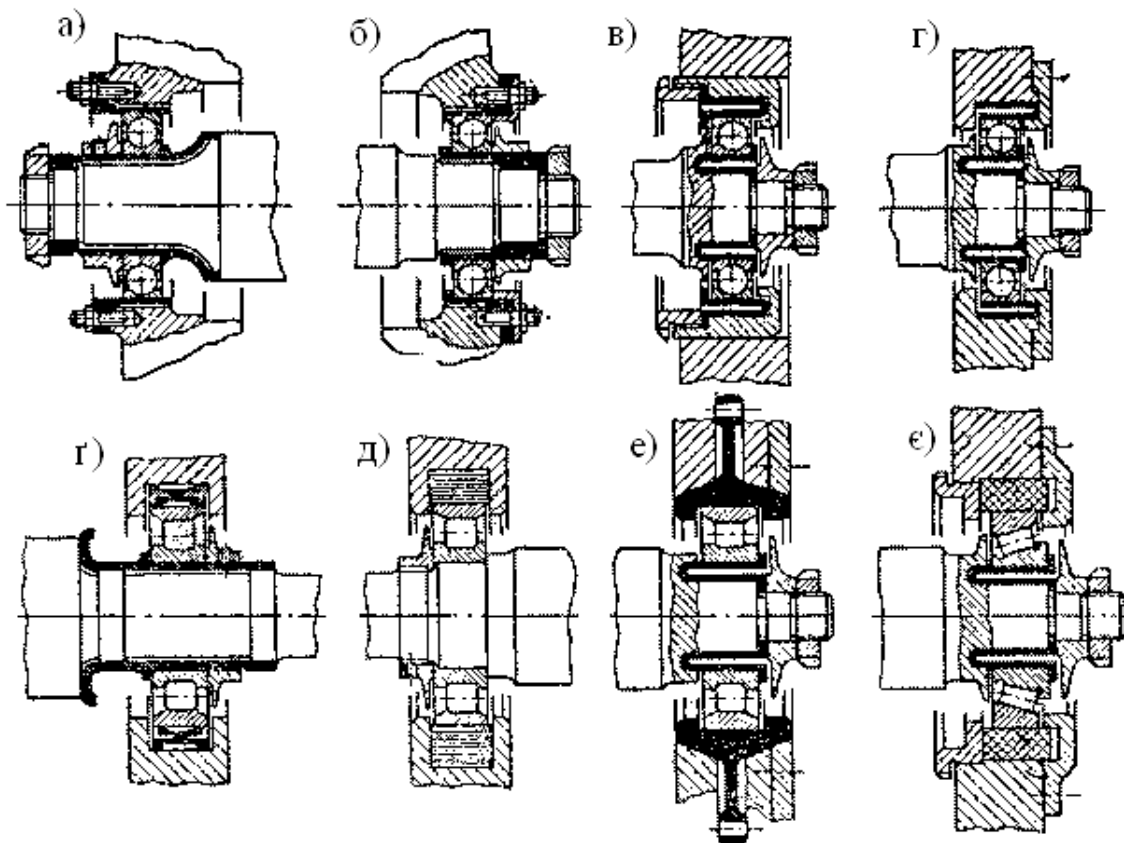


Рис. 7.70. Конструкції пружних віброізольюючих вкладишів під підшипники кочення:

- а, б – пружні стакани; в, г – пружні кільця; г – пружне кільце і стакан;
- д – пластинчастий вкладиш; е – мембранний корпус і пружний вкладиш;
- е – пружне кільце і вкладиш з дисипативного матеріалу

Установка підшипників кочення в такі пружнодемпферні опори призводить до суттєвого зниження рівня вібрації в області середніх і високих частот (до 12-15 дБ). За допомогою таких опор забезпечується можливість деякої зміни критичних чисел обертів ротора та здійснення резонансного регулювання системи "ротор-корпус-основа".»Природа виникнення вібрації в підшипниках

кочення є дуже складною, оскільки вона залежить від багатьох причин. Віб­ра­ція зовнішнього кільця створюється, в основному, двома видами джерел: цик­лічними змінами податливості елементів підшипника при навантаженні (ця вібрація трапляється навіть у випадку геометрично ідеальних форм елементів) та у разі геометричної недосконалості елементів підшипника.

Породжувана цими причинами вібрація має широкий спектр, що складається як з дискретних складових (кратних частоті обертання, добутку частоти обертання на кількість елементів кочення тощо), так і зон суцільного спектра.

Характерною є частота, що збігається з частотою обертання і зумовлена радіальним биттям кільця, що обертається, внаслідок його нерівності або биттям поверхні, що не обертається.

Крім того, в підшипниках кочення може відбуватися ціла низка інших явищ, що збурюють вібрацію: переміщення тіл кочення в межах зазорів, переміщення сепаратора, удари деталей підшипників тощо. Указані причини призводять як до появи гармонічних складових, кратних, наприклад, частоті обертання, так і до збурення коливань з власною частотою.

Як відмічалось, спектр вібрації машин, виготовлених з підшипниками кочення, має велику кількість значущих дискретних складових вібрації у всьому діапазоні частот. Цей недолік підшипників кочення, порівняно з підшипниками ковзання, може бути усунений з допомогою застосування в опорах машини внутрішнього пружноінерційного віброзахисту (ВПІВ).

Ефективність ВПІВ по відношенню до оборотної (дисбалансної) гармоніки з підшипниками кочення приведено спектрограмою на рис. 7.71.

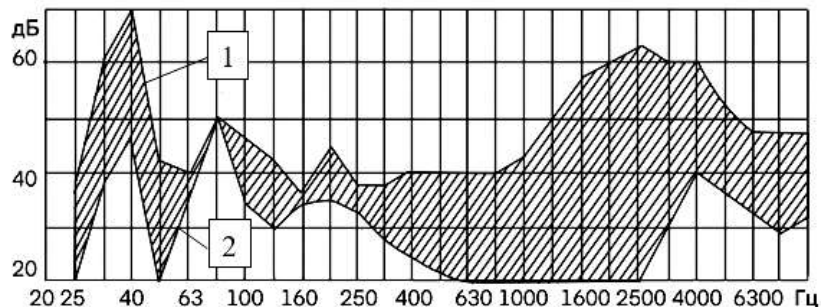


Рис. 7.71. Спектрограма моделі роторної машини без ВПІВ в опорах (крива 1) та з ВПІВ (крива 2)

Спектральний аналіз показав, що ВПІВ має значну ефективність не тільки в області оборотної гармоніки до 10-20 дБ, але і в області середніх і високих частот до 30-40 дБ при відповідному підборі параметрів ВПІВ (рис. 7.71). Заштрихована на рисунку область характеризує ефект зниження віброактивності ротора у разі застосування ВПІВ в опорах.

7.11.2. Засоби зниження передачі вібрації машин на зовнішні об'єкти

Для зниження розповсюдження вібрації агрегатів приводу машин на інші механізми та об'єкти широко застосовуються методи їх встановлення на опорні віброізолятори (рис. 7.8, 7.38, 7.72).

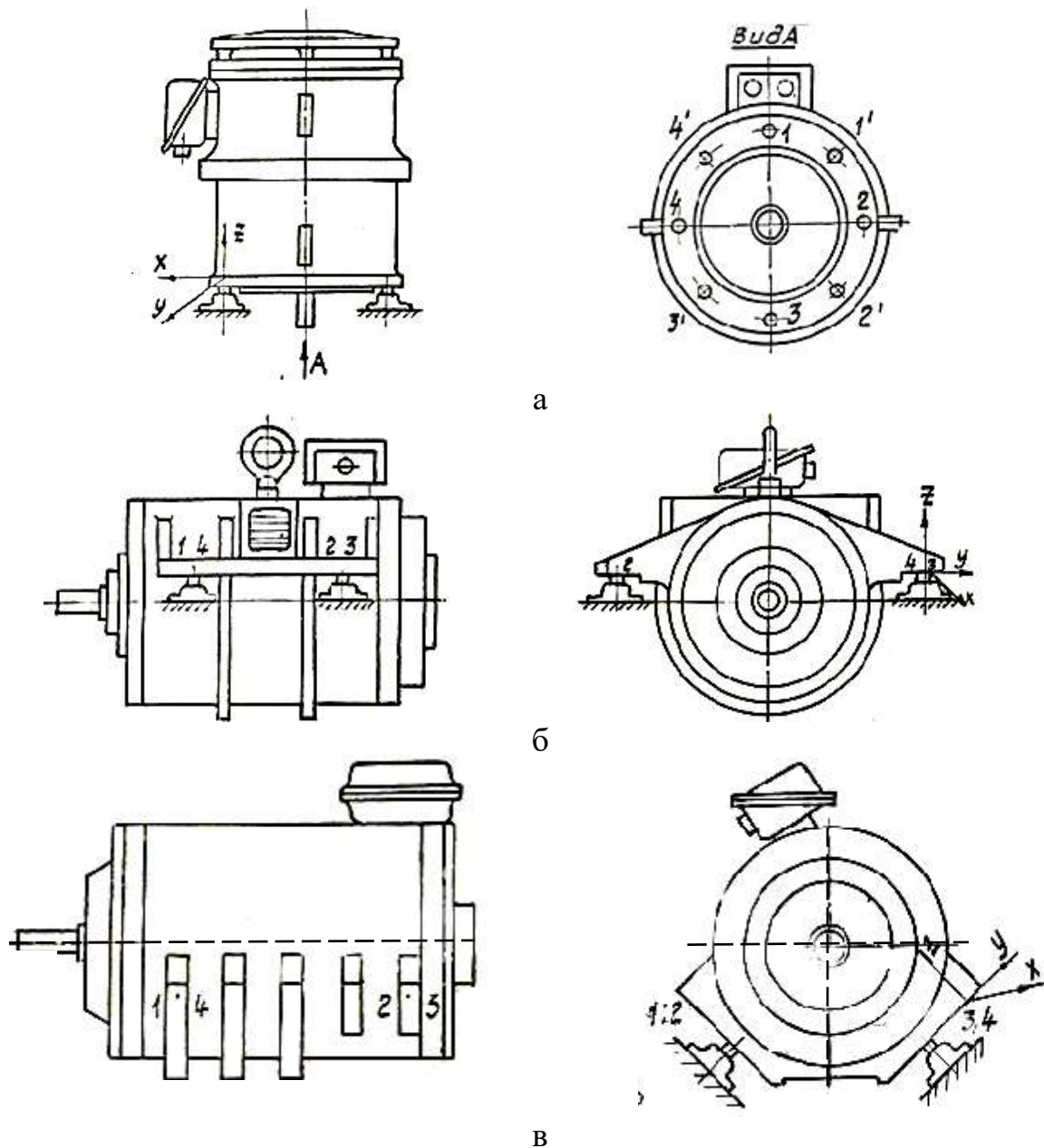


Рис. 7.72. Способи установки електродвигунів і силових агрегатів вертикальне (а), по осі агрегату (б), під кутом (в):

1, 2, 3, 4 – точки і напрямок вимірювання вібрації

При вертикальному кріпленні на об'єкт привідних механізмів і корпуса машини (фундаменту) передаються в основному осьові вібрації. Кріплення привідних двигунів на лапах при різних розташуваннях (рис. 7.72, б, в) дає можливість змінювати напрямок потоків силових вібраційних впливів на об'єкти машини, корпусу, фундаменту.

Повну оцінку вібраційного стану великих агрегатів дають результати вимірювань в контрольованих точках у трьох взаємно перпендикулярних напрямках, як указано на рис. 7.72, а.

Як правило, подібна повнота вимірювань потрібна для приймальних випробувань. При експлуатаційному контролі зазвичай виконують одне або два вимірювання в радіальному напрямку (горизонтальному і/або вертикальному). Крім того, додатково можна виконувати вимірювання осьової вібрації, як правило, у місці розташування упорного підшипника або на фланці (рис. 7.72).

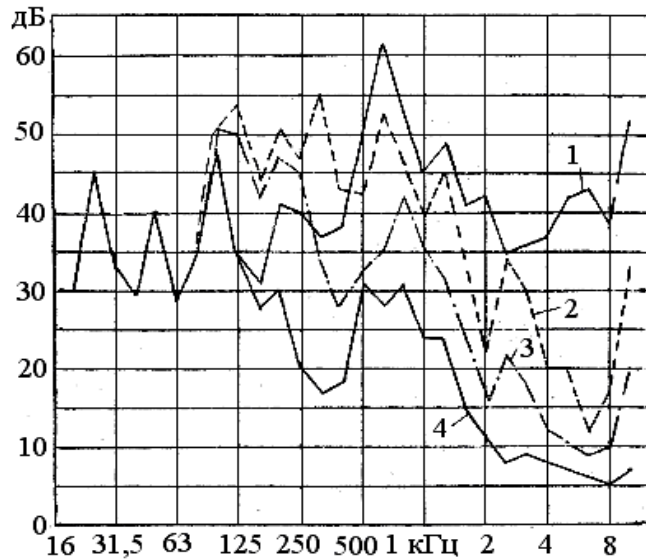


Рис. 7.73. Залежність рівнів вібрації від віброізоляційного матеріалу

Розташування точок вимірювання для машин конкретних типів повинно бути визначено в відповідних стандартах, призначених для машин цих типів.

Експлуатаційний контроль виконують виключно в разі повного складання машини на штатних опорах в місці її експлуатації.

Передатна властивість (вібропровідність) конструкції машин знижується по мірі віддалення від місця виникнення звукової вібрації, а також зі збільшенням жорсткості конструкції, кількості з'єднань елементів конструкції, механічного опору та вібраційних властивостей матеріалів. Вплив матеріалів на передачу (розповсюдження) вібрації на фундамент представлено на рис. 7.73, де показано установку електродвигуна на лапи (1), проміжного пресованого дерева (2), гуму (3), а також застосування віброізоляторів АКС (4).

7.11.3. Типи віброізоляторів

Існує багато різних конструкцій віброізоляторів. Частіше за інших використовуються віброізолятори з гумовими і з металевими (пружинними) пружними елементами. Останнім часом знаходять все більш широке застосування пневматичні віброізолятори. В них роль пружного елемента виконує деякий об'єм повітря або газу, що працюють при збільшенні зовнішнього навантаження на стискання, а при його зменшенні розширюються.

Існує також досить багато змішаних видів віброізоляторів, у яких одночасно використовуються пружні елементи різних типів, наприклад, металеві (пружинні) та гумові; металеві та пневматичні, тощо. Деякі типи гумометалевих і металевих віброізоляторів досить прості за конструкцією.

Віброізолятор типу АКПО (рис. 7.74) складається з сталеві пружини з одним робочим витком.

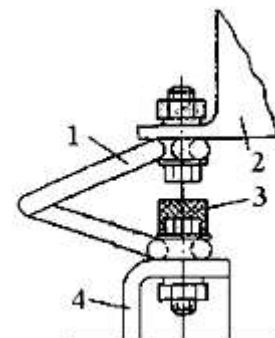


Рис. 7.74. Віброізолятор встановлений під обладнанням:

- 1 – віброізолятор (одновиткова пружина);
- 2 – віброізолюваний об'єкт;
- 3 – гумовий буферний ковпачок;
- 4 – фундамент

Для попередження жорсткого співудару головок кріпильних болтів, одну з них обладнано гумовим буферним ковпачком.

Гумометалеві віброізолятори типу АКСС (рис. 7.75), що отримали широке розповсюдження, характеризуються наявністю у них так званої конструктивної страховки. У разі руйнування гумового пружного елемента або його відшарування від металевих деталей віброізолятора останній продовжує утримувати об'єкт, який віброізольовують на фундаменті.

На рис. 7.76 показаний гумометалевий зварний віброізолятор з проміжною масою (віброізолятор типу АПМ). Його принципова відмінність від двопластинчастого (рис. 7.77) полягає в тому, що до складу віброізолятора введена додаткова металева деталь – інертна маса, що розділяє гумовий масив на два шари – верхній і нижній.

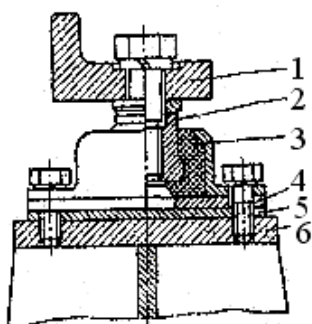


Рис. 7.75. Віброізолятор типу АКСС, встановлений під обладнанням:

1 – віброізольований об'єкт; 2, 3, 4 – деталі металевої арматури віброізолятора, привулканізовані до гумового масиву; 5 – накладка, приварена до фундаменту; 6 – фундамент

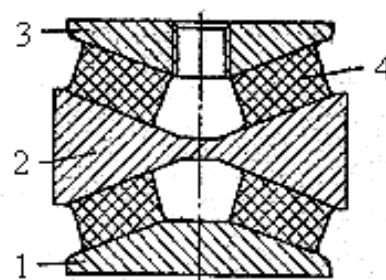


Рис. 7.76. Віброізолятор типу АПМ:

1 – нижня пластина; 2 – проміжна маса; 3 – верхня пластина; 4 – гумовий масив

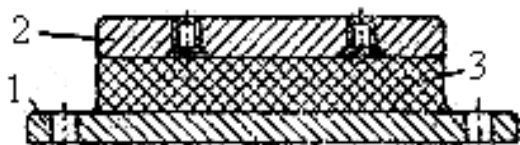


Рис. 7.77. Двопластинчастий гумометалевий віброізолятор:

1 – нижня пластина; 2 – верхня пластина; 3 – гумовий пружний елемент

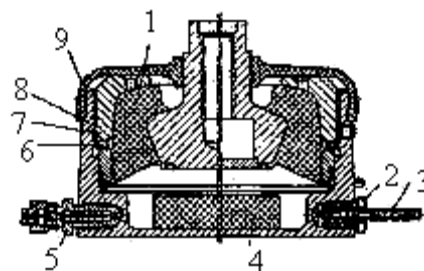


Рис. 7.78. Віброізолятор типу АПС:

1 – гумометалевий вкладиш; 2 – гайка ввертна; 3 – ніпель; 4 – буфер гумовий; 5 – штуцер; 6 – кільце; 7 – кришка; 8 – корпус; 9 – манжета гумава

Віброізолятор типу АПС (рис. 7.78) належить до гумометалевих складнозварних і у той же час представляє один з різновидів гумопневматичних віброізоляторів. Гумометалевий зварний вкладиш при деформації віброізолятора уздовж осі z_a працює паралельно з повітряною подушкою всередині корпусу віброізолятора. Додатковим пружним елементом служить гумовий буфер, встановлений із зазором по відношенню до сприймаючої навантаження від ваги віброізольованого об'єкта втулки гумометалевого вкладиша. Отвір у корпусі, через який нагнітається повітря, можна після цього заглушити пробкою. Ін-

коли буває зручно передбачити регулярне підкачування повітря для всіх віброізоляторів, що складають кріплення від повітряної магістралі, від балона або компресора, що знаходяться поблизу. При цьому в корпусах віброізоляторів роблять для підключення повітропроводу по два отвори і віброізолятори, що стоять поруч, з'єднують трубками послідовно.

Амортизатор типу АПС зберігає у певній мірі віброізолювальні властивості, головним чином за рахунок гумового пружного елемента і при вільному сполученні внутрішньої повітряної порожнини з атмосферою.

7.12. Способи зниження вібрації двигунів внутрішнього згоряння

Джерелами вібрації та шуму двигуна є співудари деталей і тертя в рухомих сполученнях, корінних і шатунних підшипниках, поршневих кілець, удари клапанів у сідло кулачків, колінчастого вала, шестерень і підшипників, коливання газів у впускному та випускному трубопроводах, способи і кількість одноразового впорскування пального. Частота вібрації залежить від частоти вимушених коливань динамічних навантажень, ходу поршня, частоти зубозачеплення або перекочування пар кочення в підшипнику. Тому розпізнавати джерело вібрації, тобто дефекти деталей, можна за частотою.

Сукупність амплітуд і частот вібраційних сигналів (описаних у підрозділі 2.5.10), що посиляються дефектами деталей, представляють спектр вібрації. Графічне зображення спектрів вібрації вузлів двигуна ЯМЗ-236 представлено на рис. 2.36-2.38; двигуна СМД – на рис. 7.79.

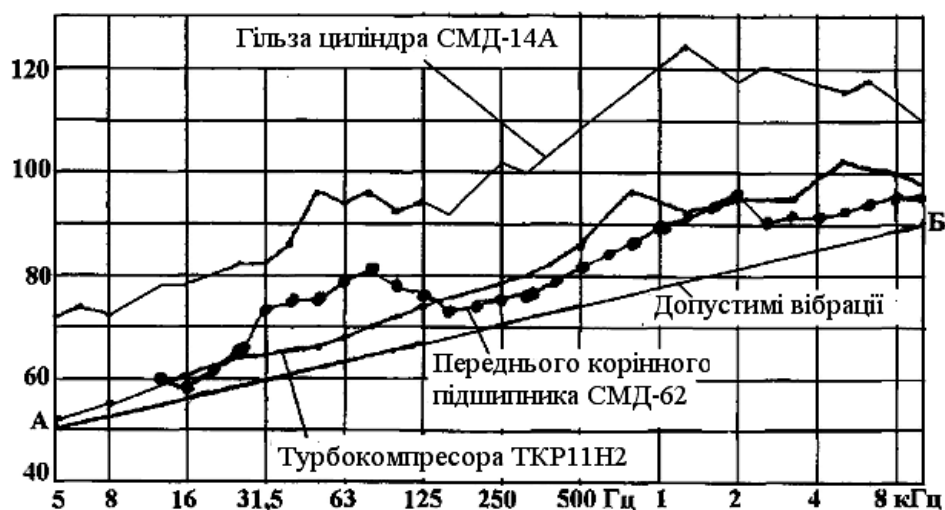


Рис. 7.79. Спектрограми вібрації вузлів двигуна

Одним із способів зменшення вібрації циліндропоршневої групи є застосування дезаксажа поршневого пальця або колінчастого вала.

У разі дезаксажа поршень перекладається за верхню мертву точку, в результаті чого зменшується інтенсивність вібрації, зумовленої ударами поршнів.

Слід вибирати оптимальні зазори, що відповідають найбільш сприятливим умовам змащування та найменшій інтенсивності удару поршня.

Як показує практика, паливовпорскувальна апаратура є одним з основних джерел звукової вібрації.

Найбільш віброактивними є багатоплунжерні насоси з високим тиском

розпилювання та відсікання пального. За частотним складом вібрації паливної апаратури – середньо– та високочастотні.

Дослідженнями встановлено, що вібрації зовнішніх поверхонь корпусу паливного насоса мають вимушений характер. Основною збурювальною силою є поперечна складова сил тиску пального, що діють на плунжер паливного насоса.

В результаті дії змінних за часом поперечних сил корпус насоса отримує згинальні коливання, що визначаються тиском затяжки голки форсунки, профілем кулачка і т. д.

Отже, зменшення поперечного зусилля буде сприяти зменшенню вібрації паливної апаратури. Одним з основних методів зниження вібрації паливовпорскувальної апаратури є застосування безкулачкового приводу паливного насоса. Наявність теплового зазора в клапанному механізмі призводить до того, що початок і кінець руху клапана здійснюється в моменти, коли швидкість, яка визначається профілем кулачка, відмінна від нуля. Внаслідок цього клапан відкривається і сідає на сідло з ударом, що і є причиною вібрації клапанного механізму. Інтенсивність вібрації клапанно-розподільного механізму залежить від швидкості посадки клапанів і конструкції передачі. Вібрація клапанного механізму залежить від типу у конструкції приводу. Привод клапанного механізму здійснюється з нижнім і верхнім розташуванням кулачкових валиків. Привод з нижнім розташуванням кулачкового валика, який має довгі штовхачі з пониженим опором поздовжньому згину, викликає більш підвищену вібрацію клапанного механізму, ніж привод з верхнім розташуванням кулачкового валика.

Основним методом зниження вібрації клапанного механізму є зниження швидкості початку та кінця руху клапана за рахунок використання спеціальних компенсувальних пристроїв, що автоматично забезпечують незмінність теплових зазорів при будь-яких режимах роботи двигуна, або за рахунок встановлення на двигуні зкоригованих кулачків.

Як компенсувальні пристрої широке застосування знаходять гідравлічні компенсатори.

У деяких дизелях одним з основних джерел вібрації є зубчасті передачі.

Крутильні коливання зубчастих коліс, які впливають на рівень вібрації, при роботі під навантаженням відбуваються з вимушеною частотою, що дорівнює частоті зачеплення. Під час зачеплення на навантаженому зубці виникає концентрація напружень, яка з'являється на початку зачеплення та зникає в кінці зачеплення. Концентрація напружень призводить до розповсюдження хвиль напружень по зубчастому колесу, породжуючи в результаті вібрацію.

Контактний рух зубців включає в себе рухи ковзання і кочення, з яких рух ковзання займає більшу частину часу контакту. В цьому разі тертя стає ефективною збурювальною силою, що призводить до вібрації пружних елементів на їх власних частотах. Остаточні дисбаланси зубчастого колеса і шестірні призводять до вібрації на частоті обертання. Інтенсивність вібрації зубчастої передачі суттєво залежить від обвідної швидкості коліс, якості їх виготовлення і складання, а також від навантаження. Зменшення вібрації зубчастих коліс досягається підвищенням точності виготовлення профілю зуба та якісним складанням. Для покращення плавності зачеплення замість прямих зубців використовують шестірні з косими і шевронними зубцями.

Висновки за розділом 7

Рівні вібрації машин є основним критерієм їх якості. Тому проектування машин на задану віброактивність стало нормою в машинобудуванні, а вібраційна діагностика в експлуатації – обов'язковою вимогою нормативно-технічної документації машин.

Зниження вібрації нижче досягнутого рівня в аналогах і прототипах є показником відповідного підвищення технічного рівня проектування, надійності та ресурсу машин. Задана функціональна і технічна надійність і ресурс машин досягаються при забезпеченні допустимої вібрації проектованої машини. Для кожної машини існують допустимі вібрації, які не впливають на процес прискорення спрацювання та зниження ресурсу машин.

Сам процес вібраційної доведення машини до допустимої вібрації є конструктивна, технологічна і режимна оптимізація роботи машини. В основі такого процесу для механічних систем є досягнення необхідної (високої) кінематичної точності взаємодії деталей.

Для досягнення заданих вібраційних характеристик машин і доведення механізмів до заданого класу вібрації представлені конструктивні та технологічні засоби отримання оптимальних вібракустичних параметрів підшипникових вузлів, зубчастих передач і трансмісії машин. Приведені методи і засоби вимірювання форм деформації, способи визначення та покращення динамічних характеристик, механічного опору і податливості конструкцій машин, способи відлаштування власних частот вібрації окремих агрегатів і комплектних машин дають можливість розробляти і доводити машини до заданих рівнів вібрації.

Способи демпфування вібрації машин застосуванням демпферних і пружнодемпферних, опор із сухим тертям, віброізолювальних прокладок можуть приводити до зниження співвісності деталей, що обертаються, надійності роботи вузлів, а тому є крайніми заходами для досягнення заданих рівнів вібрації.

Для зниження передачі вібрації механізмів машин на зовнішні об'єкти широко застосовуються опорні віброізолятори, різні способи кріплення механізмів, агрегатів і машин.

Вібраційне доведення машин – це досить трудомісткий і вартісний процес. Чим вищі вимоги до рівнів вібрації, тим більше коштів потрібно вкласти у їхнє зниження. Орієнтовні витрати на зменшення вібрації машин складають:

дБ	100-90	90-80	80-70	70-60
Затрати на 1 дБ у млн. доларів	0,1	1	10	30

Разом з тим супутнє вдосконалення конструкції, точності виготовлення і технології виробництва машин із жорсткими вимогами щодо вібрації забезпечують рівноцінне підвищення ресурсу.

8. ПРАКТИКА ДІАГНОСТУВАННЯ ЯКОСТІ ПРОЕКТУВАННЯ, ВИГОТОВЛЕННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ МАШИН

Обладнання, апаратні засоби вібраційних досліджень представлені у даній роботі в підрозділах 7.4.1, 7.5.2 (рис. 7.7, 7.10, 7.14-7.19, 7.21, 7.22, 7.47-7.49). Способи вимірювання форм деформації, покращення динамічних властивостей конструкції автомобілів представлені в підрозділах 7.4.2, 7.8.2.

8.1. Вібраційна оцінка якості тракторів

8.1.1. Оцінка якості сучасних вітчизняних тракторів

Загальна трудомісткість створення сільськогосподарських тракторів складає 7-10 років. З них роботи щодо доведення займають приблизно 63-80% усього часу. У загальній трудомісткості доводочних робіт доведення надійності в умовах експлуатації складає 58-73%. Однак, часто і після такої тривалої доведення серійні трактори не відповідають заданому ресурсу надійності (табл. 8.1).

Таблиця 8.1

Нормативи довговічності тракторів і їх основних складових частин

Клас і тип трактора	90-процентний ресурс до першого капітального ремонту, тис. м. год.		
	трактор	двигун	трансмісія
Колісні			
0,6	10	10	10
0,9	10	10	10
1,4*	10/12	10/12	10/12
2,0	12	12	12
3,0; 5,0	10	10	10
Гусеничні			
2,0**	9/10	9/10	9/10
3,0; 4,0	10	10	10

* В числівнику – для тракторів з двигунами потужністю більше 55 кВт, у знаменнику з потужністю 55 кВт і менше.
 ** В числівнику з потужністю двигуна 51 кВт

Низький рівень надійності вітчизняних тракторів пояснюється повним комплексом недосконалостей конструкції, технології виробництва, технології доведення в заводських умовах та системи управління технічним станом тракторів в експлуатації.

Середнє напрацювання на відмову трактора Т-150 удвічі менше, а термін служби у 2-3 рази коротший, ніж у зарубіжних аналогів. Причиною виходу з ладу вітчизняних тракторів у 80 випадках зі 100 є не поломка, а знос і пошкодження робочих поверхонь. Наприклад, ресурс тракторів, виготовлених Харківським тракторним заводом, становить 10 тисяч мотогодин, і лише окремі екземпляри відпрацьовують 12 тисяч мотогодин. У той час як трактори європейського виробництва відпрацьовують не менше 15 тисяч мотогодин.

Основний недолік існуючих методів доведення тракторів полягає в тому, що вони в основному базуються на використанні класичної теорії надійності. При прогнозуванні заданого ресурсу ця теорія недостатньо враховує фактичні початкові стани, а також технічні та динамічні стани тракторів, які змінюються з напрацюванням.

Основною причиною прискореного розвитку несправностей і зниження ресурсу тракторів вітчизняного виробництва є висока вібронавантаженість деталей. Тим не менше, результати досліджень щодо підвищення надійності та ресурсу вітчизняних і зарубіжних тракторів отримані практично без урахування вібраційних властивостей і вібронавантаженості деталей. Це в більшості випадків і пояснює причини повільного вирішення проблеми підвищення якості вітчизняних тракторів. Так, у вітчизняних тракторів напрацювання на складну відмову знаходиться у діапазоні 415-470 мотогодин, тоді як у європейських тракторів аналогічні показники знаходяться в діапазоні 1480-5500 мотогодин. Ці дані свідчать про високу якість проектування та технології виробництва тракторів американського та європейського виробництва [50].

Важливо відзначити, що основними вузлами, що викликають відмови тракторів, є:

- підшипникові вузли (спрацьованість поверхонь кочення, руйнування сполучень);
- зубчасті передачі (поломка, гранична спрацьованість, зминання зубців);
- гранична спрацьованість шліців, опорних шийок, гідроліфтів;
- заїдання і спрацьовання вилок перемикання швидкостей.

8.1.2. Методи і засоби дослідження вібраційних характеристик тракторів

Основні характеристики вібраційних сигналів, які використані для оцінки якості тракторів – пропорційна (або близька до пропорційної) залежність вібрації від навантаження і частоти обертання, зазору, значень кінематичних і геометричних похибок. Ці властивості дають можливість, використовуючи сучасні віброаналізатори і комп'ютерні технології, спостерігати вібрації в реальному часі та порівнювати реакцію всіх компонентів структурних, функціональних і динамічних властивостей складових трактора, пов'язаних кореляційно зі зміною конструкції, технології виготовлення, робочих процесів, режимів роботи, швидко отримувати інформацію про технічний стан та підвищити точність діагнозу.

Для оцінки рівнів вібрації віддано перевагу віброприскоренню (дБ) в третьоктавних і вузьких смугах (3%) в широкому частотному діапазоні вібрації (5-10 кГц), створюваної підшипниковими вузлами, зубчастими передачами, валами, шліцьовими з'єднаннями та парами тертя механізмів трактора.

Вимірювання вібрації агрегатів і комплектного трактора проводились після приймально-здавальних випробувань на обкатних стендах при вхідних швидкостях обертання первинного вала 1000 хв^{-1} і 2000 хв^{-1} в режимі холостого ходу (ці умови приписані технологією заводських випробувань тракторів).

Рівні віброприскорень були виміряні в децибелах (дБ) за середнім квадратичним значенням віброприскорень. За нульовий рівень віброприскорення

прийняте значення $3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$. Основні вимірювання вібрації проводили з використанням п'єзоелектричного віброперетворювача 4371 та віброаналізаторів 2120 і 3513 фірми Brüel & Kjær виробництва Данії.

Дослідження вібраційних характеристик комплектних тракторів, в також дослідження їх окремих агрегатів проводилися на обкаточних роликкових стендах у режимі холостого ходу. Точки контролю вібрації показані на рис. 8.1.

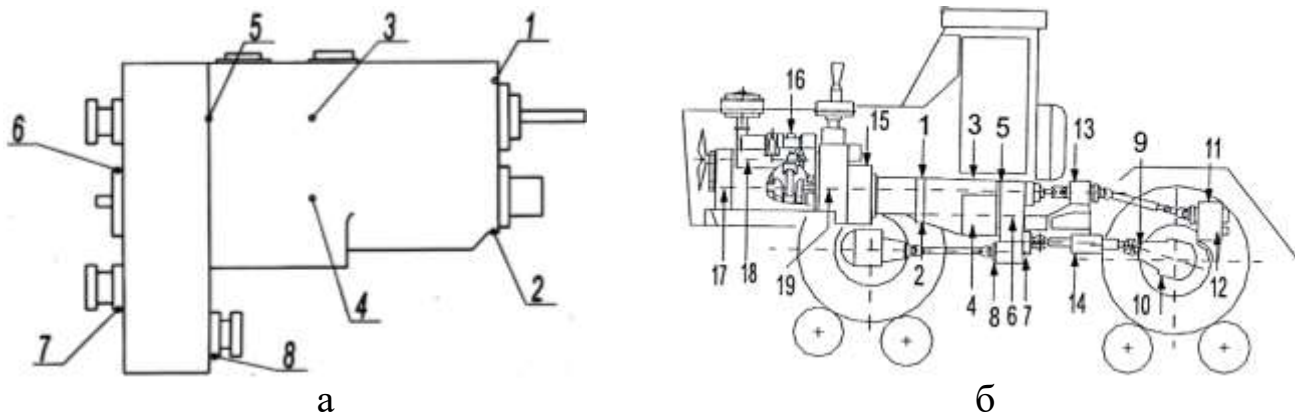


Рис. 8.1. Точки контролю вібрації коробки передач (а) та комплектного трактора Т-160К (б):

1-8 – коробки передач і роздавальної коробки; 9-10 – мостів; 11-12 – редуктора валу відбору потужності (ВВП); 13-14 – опор карданних валів; 15 – муфти зчеплення; 16 – турбокомпресора; 17-19 – двигуна

Вибір контрольних точок проводився з урахуванням можливостей найбільшого наближення до джерела вібрації (підшипників, зубчастих передач і т.п.), у яких зміна вібрації з достатньою чутливістю відповідають зміні технічного стану деталей і вузлів трактора, а шляхи розповсюдження вібрації від джерела збурення вібрації до точок контролю вібрації знаходяться жорсткі елементи з мінімальною кількістю з'єднань.

Кріплення віброперетворювача у контрольних точках здійснювали шпилькою і кріпильним магнітом UA0642, що постачаються у комплекті з віброметрами 2513, 3513 (рис. 4.11, 8.2).

Придатність обкаточних стендів для вібраційних вимірювань агрегатів визначалася за рівнями вібраційних перешкод, які передаються від стенда на агрегат, що випробовується. Рівні перешкод у точках контролю вібрації агрегатів визначався при непрацюючому агрегаті, встановленому на стенд, на працюючому обладнанні, яке забезпечує його випробування.

Рівні вібрації, створювані стендом, були нижче рівнів вібрації випробовуваного агрегату не менше, ніж на 8 ДБ.

Вимірювання вібрації окремих агрегатів і комплектного трактора здійснювалось після 20-30 хв обкатки. Вимірювання вібрації проводилось в децибелах (ДБ) в третьоктавних 25% та вузьких 3% смугах частот від 5 Гц до 10 кГц при частотах обертання вхідного вала коробки передач 1000 хв^{-1} і 2000 хв^{-1} .

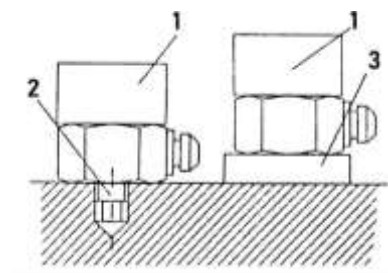


Рис. 8.2. Способи кріплення віброперетворювача:

1 – датчики; 2 – шпилька; 3 – магніт

Визначення рівнів вібрації у вузьких полосах частот проводилось для розпізнавання джерела вібрації. За нульовий рівень віброприскорення прийняте значення $3 \cdot 10^{-4} \text{ м/с}^2$. Вимірювання вібрації проводили з використанням п'єзоелектричного віброперетворювача 4371, віброаналізаторів 2120 і 3513 та самописця 2306 фірми Brüel & Kjær виробництва Данії.

Резонансна частота закріпленого віброперетворювача на поверхнях агрегатів трактора складала 10-12 кГц.

Частоти резонансних коливань кілець підшипників та агрегатів трактора визначалися віброаналізатором 2120 з використанням плавного фільтра.

Розкид рівнів вібрації в контрольних точках у разі чотирьох повторних вимірювань (через 1-3 хв) не перевищував 0,5 дБ, а при ресурсних випробуваннях досягав 0,5-0,8 дБ на частотах 315 Гц, 630 Гц, 1600 Гц, 5000 Гц, 6300 Гц третьоктавного спектра.

Методи визначення амплітудно-частотних характеристик і форм деформацій елементів автомобіля і трактора описані в підрозділі 7.4.3 (рис. 7.16-7.18).

8.1.3. Вібраційні критерії оцінки якості проектування тракторів

Оцінка технічного рівня конструкції тракторів проводилась методами порівняння фактичних (виміряних) рівнів вібрації трактора з допустимими значеннями вібрації. За граничні значення допустимих рівнів вібрації, що не впливають на прискорення процесів спрацювання трактора, прийняті рівні вібрації, обмежені прямою АБ з рівнями 50 дБ на частоті 5 Гц і 90 дБ на частоті 10 кГц (рис. 6.14, 7.2, 8.3).

Відношення фактичних рівнів вібрації трактора до допустимих рівнів визначає коефіцієнт зниження ресурсу механізмів трактора, що зумовлене перевищенням гранично допустимих значень вібрації.

Допустимі вібрації у низькочастотній області спектра визначалися розрахунковим шляхом, а на середніх і високих частотах до 10 кГц на базі існуючих експериментальних і статистичних даних допустимої вібрації механізмів-аналогів (рис. 6.14). Рівень вібрації (L_n) у точці 1 (рис. 8.3), що перевищує рівень (L_0) прямої АБ, прискорює процеси спрацювання й ушкодження деталей, знижуючи ресурс у пропорційній залежності від величини перевищення допустимої вібрації [26].

Критерієм рівнів вібрації, що оптимально закладаються, при проектуванні трактора є спектр вібрації, який за максимальними рівнями всіх джерел вібрації (рис. 8.3) не перевищує допустимі вібрації, обмежені прямою АБ. Пряма АБ допустимих рівнів вібрації визначає рівноресурсні вимоги до технічного стану всіх джерел вібрації трактора у смузі частот від 5 Гц до 10 кГц.

Для оцінки технічного рівня проектування трактора, вібрації якого перевищують допустимі, розроблені класи вібрації Г і Д з діапазонами вібрації 8 дБ між класами вібрації (рис. 8.3), які побудовані відносно допустимої вібрації з урахуванням їх граничного прирощення в експлуатації до 20 дБ. Числові значення параметра, що гранично допускається, розраховані на базі співвідношення між граничними і початковими значеннями структурних і вібраційних параметрів, як лінійна залежність.

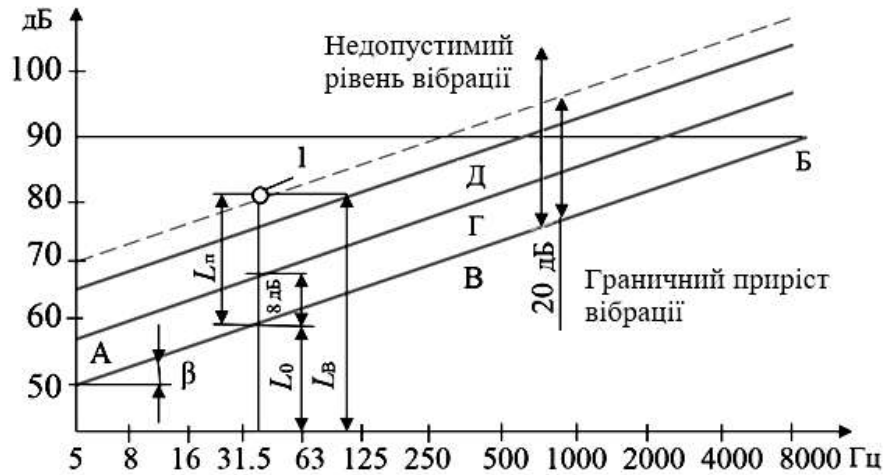


Рис. 8.3. Діапазони рівнів вібрації тракторів підвищеної (В), нормальної (Г) і пониженої (Д) надійності:

1 – вимірювання значення вібрації об'єкта діагностування; L_{ϕ} – фактичний рівень вібрації; L_p – перевищення допустимого значення вібрації L_0 (АБ)

Граничне значення перевищень вібраційних параметрів ΔL над початковими $\Delta L_{и}$ для функціональних ΔL_{ϕ} і ресурсних ΔL_p елементів підшипникових вузлів, зубчастих передач та інших структурних параметрів отримано із співвідношення 6.30, 6.31.

З цих залежностей випливає, що зміна діагностичного параметра за зазором і вібрацією при переході механізму з одного класу технічного стану в інший відповідає збільшенню початкового зазору у 2,5 рази, вібрації – на 8 дБ. А збільшення їх значень у 10 разів (16-20 дБ) відносно початкових є граничним значенням прирощування.

Розроблені класи вібрації тракторів (Д, Г, В) відповідають мінімальним ресурсам 6-10, 10-15, 15-20 тисяч мотогодин.

На рис. 6.16, 8.3 кожен клас вихідних рівнів вібрації (1, 2, 3) В, Г, Д відображає технічний рівень проектування машини. Досягнення рівнів вібрації класу В вимагає оптимізації структурних, функціональних і динамічних параметрів вузла, агрегату і комплектного трактора. Очевидно, що в тракторах і механізмах першого класу (В) вібрації, які закладаються, зумовлюють невеликі енергетичні рівні, а, значить, протікання повільних деградаційних процесів. В агрегатах і вузлах машин пониженого технічного рівня класу Г (2) і Д (3) протікають переважно високі вібронавантаження, які прискорюють процеси спрацювання і, відповідно, знижують ресурс машини. Трактори з рівнями вібрації верхнього діапазону класу Д належать до виробів низького технічного рівня проектування і до експлуатації не рекомендуються.

8.1.4. Аналіз вібронавантаженості елементів агрегатів трактора

Рівні вимірної вібрації агрегатів трактора показані на рис. 8.4.

Мінімальні рівні вібрації в діапазоні вимірювання від 5 Гц до 10 кГц мають двигуни (95-123 дБ), коробка передач (85-112 дБ), турбокомпресори двигуна (100-112 дБ), мости (85-104 дБ), муфта зчеплення (85-105 дБ), редуктор ВВП (88-99 дБ).



Рис. 8.4. Розкид рівнів вібрації агрегатів і механізмів трактора Т-150К, збудованої підшипниками кочення:

1 – підшипниками кочення; 2 – зубчастими передачами; 3 – механізмами паливної апаратури; 4 – циліндропоршневим механізмом; 5 – муфтою зчеплення; 6 – корінними підшипниками; 7 – турбокомпресором; 8 – насосом; 9 – вентилятором; 10 – генератором

На рис. 8.4 вертикальними лініями (від 1 до 10) відмічені величини розкиду рівнів вібрації для вибірки 33 головних передач моста, 26 редукторів ВВП, 58 коробок передач, 9 опор карданних валів приводу моста, 6 двигунів СМД-62, 9 опор карданних валів приводу редуктора ВВП.

Рівні максимальних вібрацій основних агрегатів трактора типу Т-150К на стадії прийнятно-здавальних випробувань на обкаточному стенді при частоті обертів 2000 хв^{-1} на 10-30 дБ перевищують допустимі максимальні рівні вібрації агрегатів головної передачі моста і коробки передач (рис. 8.5, 8.6). При частоті обертів 2000 хв^{-1} , спектр 2, збільшуються до 12-18 дБ.

Рівні максимальних і мінімальних вібрацій агрегатів і механізмів тракторів не стабільні. Розкид рівнів між різними періодично випробовуваними вибірками складає 3-6 дБ, що вказує на недосконалість технології виготовлення і складання агрегатів.

Вібраційні характеристики коробок передач трактора Т-150К без гідропідсилювальних муфт при частоті обертання вхідного вала 1000 хв^{-1} приведено на рис. 8.5, а при частоті обертання 1000 хв^{-1} і 2000 хв^{-1} – на рис. 8.6 [16].

З рис. 8.5 видно, що рівні вібрації перешкод стенда задовольняють (крім частоти 80 Гц) вимогам придатності стенда до вимірювання фактичних рівнів вібрації коробки передач. Джерелом вібраційних перешкод на частоті 80 Гц є приводний електродвигун обкаточного стенда. Вібрації електродвигуна передаються як по валу приводу, так і на корпус в точку вимірювання 1, рис. 8.1. В інших точках вимірювання вібрації таких перешкод немає. Причиною розкиду максимальних і мінімальних рівнів вібрації на частоті 40 Гц (рис. 8.5, спектр 4) є неспіввісність валів коробки передач і стенду. Причиною високих рівнів вібрації на частоті обертання 20 Гц (рис. 8.5) є дисбаланс валів коробки передачі приводу стенду. При вимірюванні фактичних рівнів вібрації коробки передач в області частот від 100 Гц до 10 кГц, вібраційних перешкод не спостерігалось. Тому стенд придатний для вимірювання вібрації коробки передач.

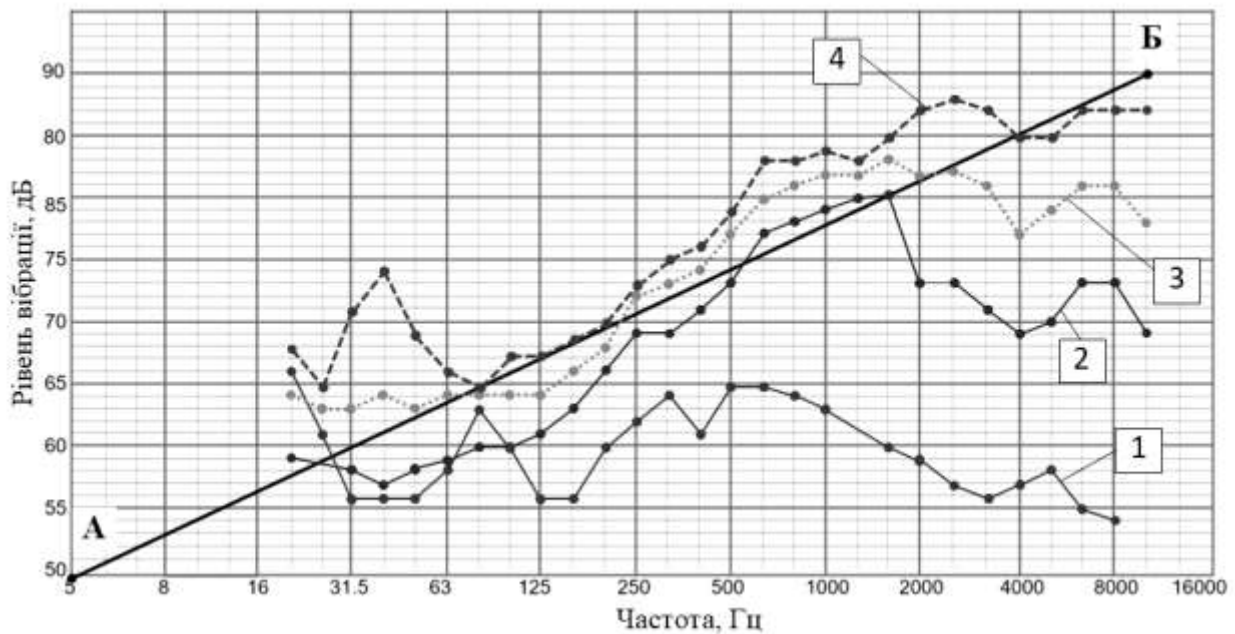


Рис. 8.5. Спектрограми рівнів вібрації коробок передач в точці вимірювання 1:
 1 – рівень вібрації перешкод; 2 – мінімальні рівні вібрації; 3 – середні арифметичні рівні вібрації; 4 – максимальні рівні вібрації; АВ – максимально допустимі рівні вібрації

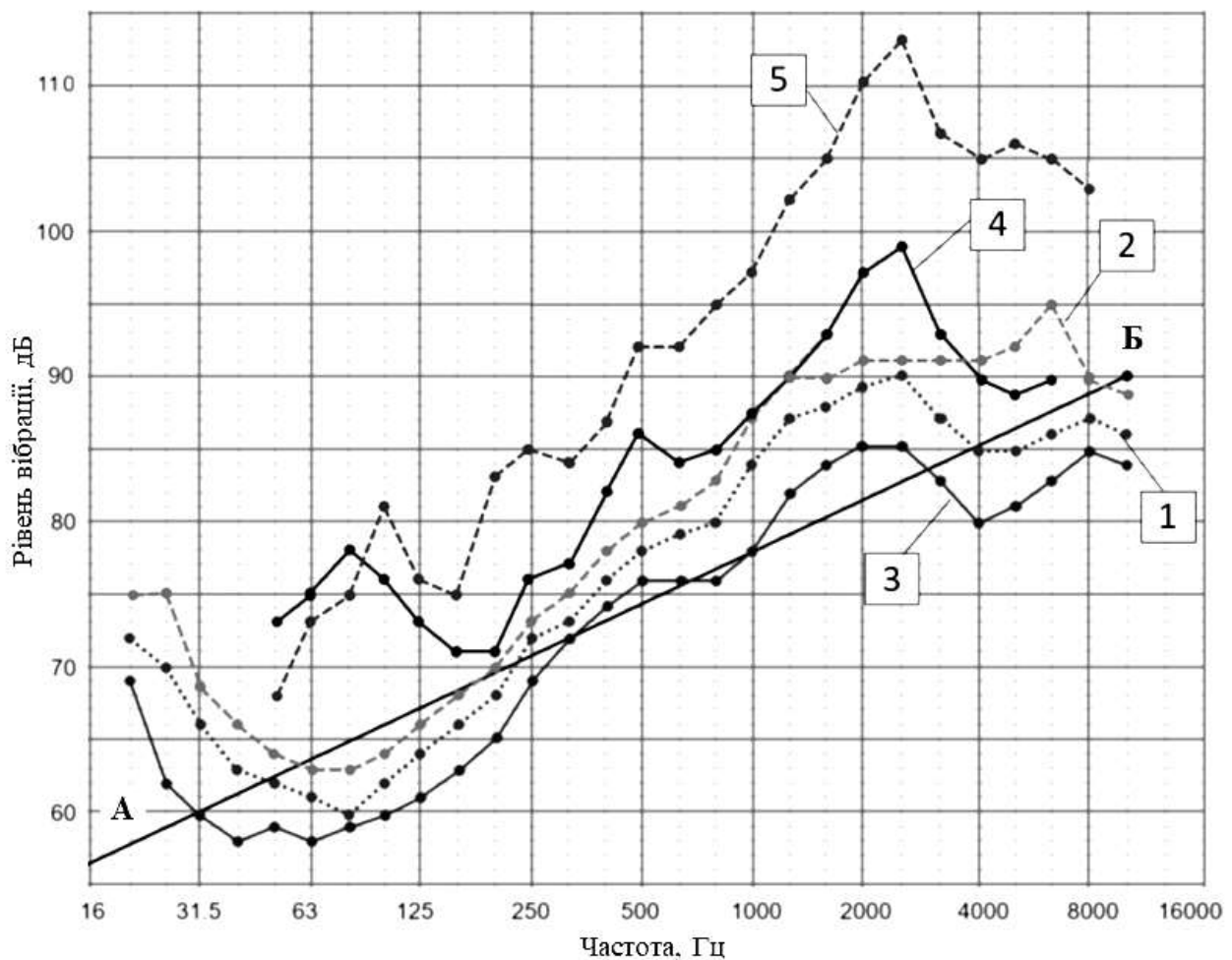


Рис. 8.6. Спектрограми вібрації коробки передач:
 1, 2, 3 – на стенді випробування коробок передач; 4 – у складі трактора на роликовому стенді при частоті обертання 1000 хв^{-1} ; 5 – у складі трактора на роликовому стенді при частоті обертання 2000 хв^{-1} ; АВ – пряма, що показує гранично допустимі рівні вібрації

Результати статистичної обробки спектрів вібрації на прикладі головної передачі трактора приведені на рис. 8.7, 8.8. Розкид рівнів однієї вибірки максимальних і мінімальних рівнів вібрації, які є показником якості виробництва тракторів, досягає 23 дБ.

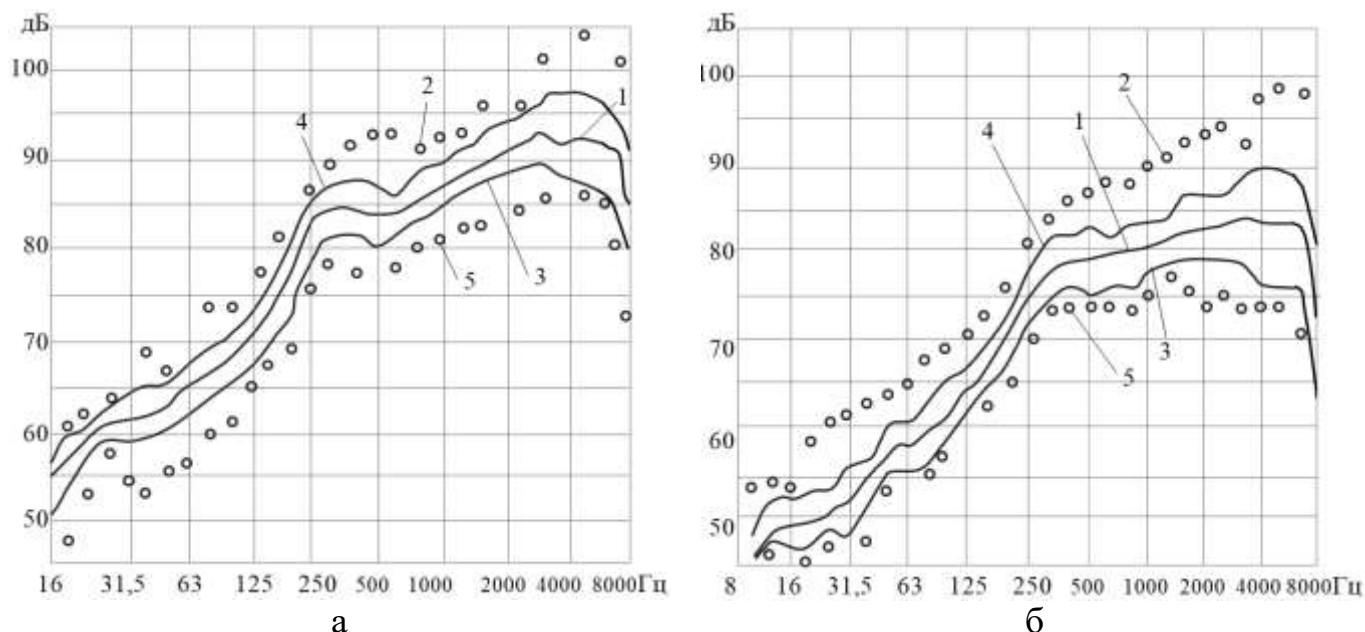


Рис. 8.7. Спектрограми вібрації головної передачі, виміряної в одній контрольній точці при 2000 хв⁻¹ (а) і 1000 хв⁻¹ (б) для вибірки 33 мостів:
 1 – середньоарифметичні значення; 2, 3 – середньоквадратичні відхилення;
 4, 5 – максимальні та мінімальні значення

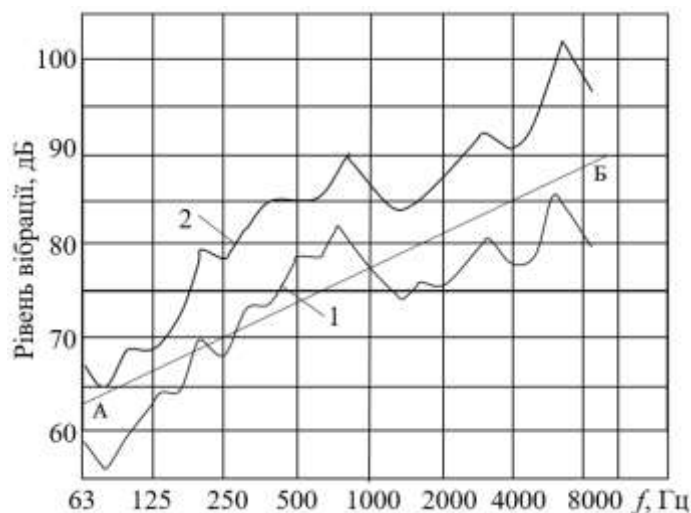


Рис. 8.8. Спектрограми вібрації головної передачі при частоті обертів:
 1 – 1000 хв⁻¹; 2 – 2000 хв⁻¹; АБ – рівень гранично допустимої вібрації

Рівні вібрації агрегатів тракторів значно залежать від частоти обертання деталей, що обертаються (рис. 8.7, 8.8).

Головна передача мостів на стадії приймально-здавальних випробувань на частоті обертання 2000 хв⁻¹ за максимальним рівнем вібрації задовольняє діапазону Д на 85%, діапазону Г – лише на 25%. При частоті обертання 1000 хв⁻¹ – задовольняє діапазону Г на 65% (табл. 8.2).

З експериментальних даних (рис. 8.4, 8.5, 8.6) видно, що трактори типу

Т-150К належать до класу вібрації Д і вище і вже в нових виробках знаходяться в класі технічного стану експлуатаційної норми «потрібно вжити заходів» або «недопустимий» (табл. 8.3).

Таблиця 8.2

Кількість головних передач мостів на підшипниках шестерень, що задовольняють станам В, Г, Д при різних частотах обертання

Клас вібрації	Кількість головних передач мостів (%) на підшипниках, що задовольняють станам С, D, E при частоті обертання, хв ⁻¹	
	1000	2000
Д	100	88
Г	65	25
В	0	0

Таблиця 8.3

Значення рівня вібрації та коефіцієнт запасу на спрацьованість за класами вібрації трактора

Клас вібрації	Оцінка якості проектування	Значення рівнів вібрації	Запас працездатності	
			дБ	Коефіцієнт запасу на спрацьованість
-	Недопустимий	Більше L_0+20 дБ	Ні	Ні
Д	Допустимий	$L_0+(8...16)$ дБ	12...4	1,5...0,2
Г	Добрий	$L_0+(1...8)$ дБ	20...12	2,5...1,5
В	Відмінний	Менше L_0	20	2,5

З табл. 8.4 видно, що вібронавантаженість деталей, наприклад, роздавальної коробки і редуктора ВВП при перевищенні допустимих значень вібрації на частоті обертання 2000 хв⁻¹ збільшується у 31,6 та в 15,9 разів відповідно.

Таблиця 8.4

Вібронавантаженість деталей трактора

Агрегати і вузли у складі трактора		Коефіцієнт перенавантаження при частотах обертання, хв ⁻¹	
		1000	2000
1. Коробка передач	– зубчасті передачі	2,5	6,3
	– підшипникові вузли	2,5	8,0
2. Роздавальна коробка	– зубчасті передачі	4,8	8,0
	– підшипникові вузли	8,0	31,6
	– вал приводу переднього моста	5,6	6,0
	– вал приводу заднього моста	6,0	7,0
3. Міст задній	– головна передача	2,0	4,5
	– підшипники головної передачі	-	5,6
4. Редуктор ВВП	– підшипниковий вузол	-	3,2
	– вал приводу	17,8	15,9

Таким чином, аналіз результатів вимірювань вібрації показав, що трактори класу вібрації Д до виробництва не рекомендуються. Їх ресурс складає 6-8 тис. мотогодин, а витрати на технічне обслуговування великі порівняно з витратами на технічне обслуговування тракторів класу вібрації Г (рис. 8.3).

Трактори сімейства Т-150К потребують суттєвого допрацювання конструкції, технології виготовлення деталей і складання підшипникових вузлів. Це досягається шляхом конструктивного забезпечення попереднього натягу

підшипників в опорах валів; використанням підшипників класу точності 5 з індексом шумності Ш1; забезпеченням посадки підшипників у корпус по плаваючій посадці з зазором «підшипник-корпус» 15 мкм. Ці недоліки можна визначити за рівнем вібрації при зміні конструктивних параметрів. Так як основними джерелами вібрації коробки передач є підшипникові вузли, то можна використати результати досліджень окремих підшипникових вузлів, представлених в роботі [15].

Для підвищення точності розточки посадочних поверхонь під підшипники необхідно ввести в конструкцію підшипникових вузлів вихідних валів коробки передач проміжні стакани (капсулі).

Для підвищення відмовостійкості тракторів необхідно збільшити виробничу та експлуатаційну обкатку з 50 годин до 100 годин.

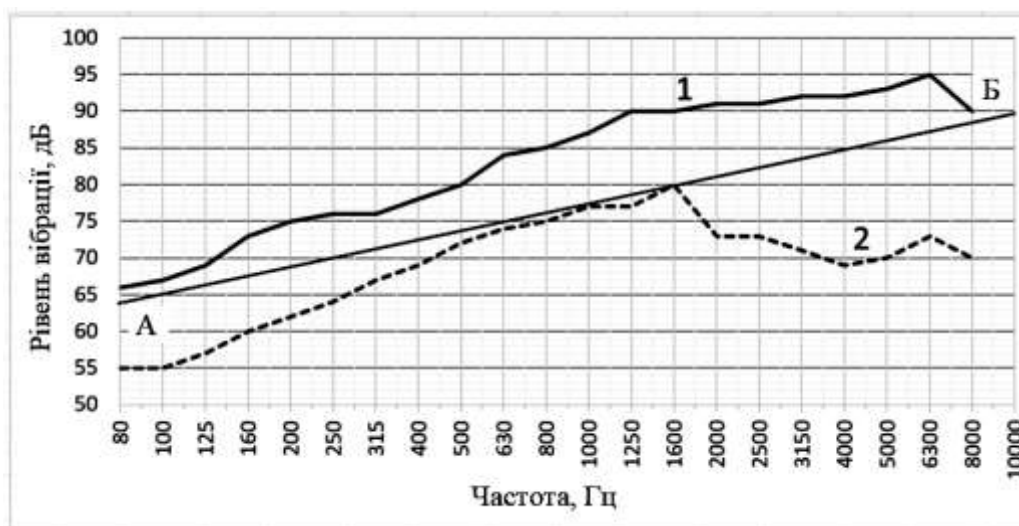
Необхідно під час обкатки зменшити використання режиму роботи трактора на високих частотах обертання вхідних валів коробки передач 2000 хв⁻¹.

8.1.5. Оцінка якості технології виготовлення тракторів

Оцінка якості виготовлення деталей і складання коробки передач трактора (КПТ) проводилась за розкидом максимальних і мінімальних рівнів вібрації вибірки коробок передач при частотах обертів вхідного валу 1000 хв⁻¹ і 2000 хв⁻¹.

Оцінка можливостей зниження рівнів вібрації за рахунок дотримання технології виробництва КПТ проводилась за мінімальними рівнями вібрації вибірки коробок передач.

За результатами експериментальних досліджень побудовано графіки мінімальних і максимальних рівнів вібрації КПТ при частоті обертів вхідного валу 1000 хв⁻¹ (рис. 8.9, 8.10).



**Рис. 8.9. Значення вібрації по 8-ми точкам для вибірки з партії сімнадцяти КПТ при частоті обертів вхідного валу 1000 хв⁻¹:
1 – максимальні; 2 – мінімальні**

Наведений на рис. 8.4, 8.5, 8.6, 6.7 розкид максимальних і мінімальних рівнів вібрації від 10 дБ до 25 дБ свідчить про високу нестабільність технології виготовлення деталей і складання коробок передач. Це досить великий розкид рівнів вібрації, оскільки відомо, що перехід механізму в інший клас технічного

стану складає 8 дБ, а збільшення на 16-20 дБ є граничним значенням приросту вібрації в експлуатації. З цих експериментальних даних випливає, що трактори типу Т-150К вже на стадії виробництва випускають різного класу технічного стану від «відмінного» (крива 2, рис. 8.9) до граничного технічного рівня, недопустимого до експлуатації.

Існуючі можливості зниження рівнів вібрації за рахунок дотримання технології виробництва КПТ до вимог допустимої вібрації (пряма АБ) показані на рис. 8.9 (спектр 2) для режимів роботи при частотах обертів до 1000 хв^{-1} .

Проведена статистична обробка результатів експериментальних досліджень, визначені середньоарифметичні (L_{av} , дБ), мінімальні (L_{min} , дБ) і максимальні (L_{max} , дБ) вібрації, та середні квадратичні відхилення вібрації (σ , дБ) коробок передач при вмиканні четвертої передачі третього (транспортного) діапазону (найбільш широко застосовувана при експлуатації тракторів) і вхідній швидкості обертання приводного валу стенда 1000 хв^{-1} для точок виміру 1-8 (рис. 8.1). Результати статистичної обробки частково показані на рис. 8.5-8.7.

До статистичної обробки вібраційних характеристик включені всі виміряні значення вібрації. Перевірка вибірки вимірних значень вібрації коробок передач на можливі випадкові і помилкові результати не проводилась. Припущення про помилковість мінімальних і максимальних значень, що різко виділяються, не можна вважати випадковими, оскільки вимірювання вібрації проводилися ретельно і повторно перевірялися. Проте при нормуванні вібрації, якщо розкид між максимальними і мінімальними рівнями більше 10 дБ, необхідно проводити перевірку на наявність випадкової похибки.

За результатами експериментальних досліджень побудовано графіки максимальних рівнів вібрації коробки передач трактора при частотах обертання вхідного валу 1000 хв^{-1} і 2000 хв^{-1} (рис. 8.10).

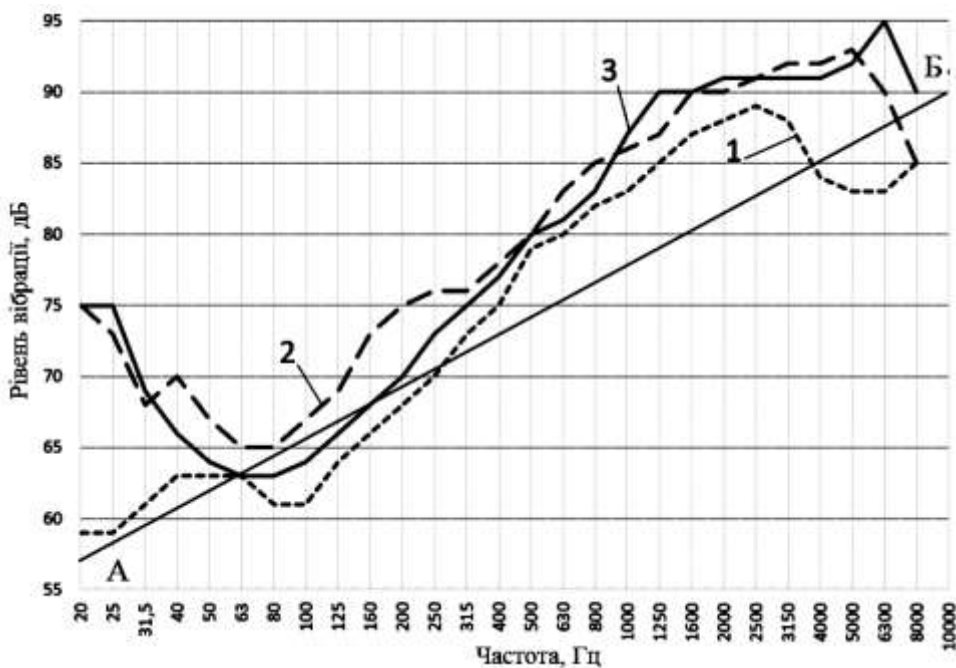


Рис. 8.10. Максимальні рівні вібрації коробки передач при вхідній швидкості обертання валу:

1, 2, 3 – в точках контролю 4 (2000 хв^{-1}), 7 (1000 хв^{-1}), 8 (1000 хв^{-1}) відповідно; пряма АБ – допустимі значення вібрації

Аналіз результатів статистичної обробки показав, що джерелами високих рівнів вібрації коробки передач є дефекти якості виготовлення зубчастих передач (смуга частот 250-1250 Гц), підшипникових вузлів та їх складання, якість використаних підшипників, великі зазори посадок підшипників в корпусі (смуга 250-4000 Гц). Причиною високих рівнів вібрації в області частот 2000-3150 Гц є резонанс зовнішнього кільця підшипників.

Рівні вібрації сильно залежать від частоти обертання валів, що вказує на низьку якість виготовлення зубчастих передач і використаних підшипників кочення. Максимальні рівні вібрації КПП у точках контролю 7, 8 (рис. 8.11) пояснюються великими значеннями зазорів у сполученні «зовнішнє кільце підшипника-корпус коробки передач» у разі відсутності попереднього натягу підшипників в опорах валів.

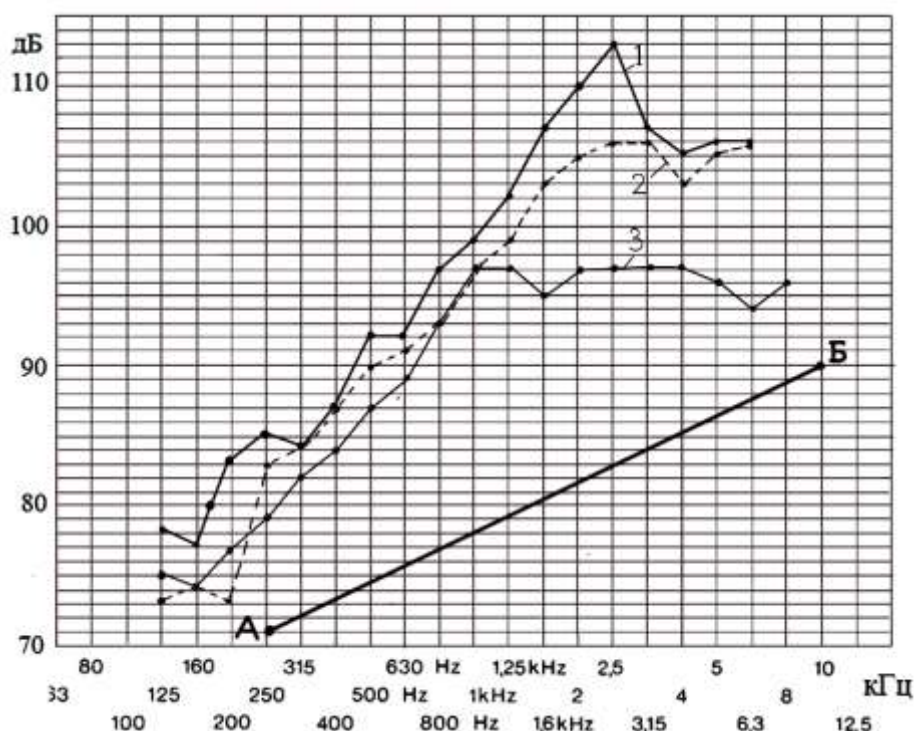


Рис. 8.11. Максимальні рівні вібрації коробки передач при входній швидкості обертання вала 2000 хв^{-1} :

1, 2, 3 – в точках контролю 8, 7, 4 відповідно; АБ – допустимі рівні вібрації

Аналіз технічного рівня проектування сімейства тракторів типу Т-150К за максимальними значеннями спектра вібрації може виявитися жорсткою вимогою. Зате дає можливість урахувувати всі чинники, що впливають на якість проектування тракторів. Може виявитися, що в прийнятих вибірках (17-33 шт) тракторів максимальні значення вібрації мають 1-2 вироби, які у разі нормування вібрації відносять до випадкових виробів.

В цілому, для оцінки вібраційного стану коробок передач тракторів на стадії виготовлення скористаємось загальноприйнятими рекомендаціями придатності нових машин до експлуатації (табл. 8.5), що вказані в міжнародних стандартах ISO та у низці державних стандартів ДСТУ і ГОСТ на вібраційні характеристики підшипників.

Як видно з рис. 8.6, 8.10, 8.11, 8.12 і табл. 8.5 більшість КПП вже на стадії

виробництва на частоті 2000 хв^{-1} не задовольняють вимогам допустимих норм вібраційного стану. Лише деякі КПП при частоті обертання вхідного вала 1000 хв^{-1} можуть задовольняти вимогам «відмінного» стану (рис. 8.9, спектр 2). Рівні вібрації КПП на стадії виготовлення досягають 85-113 дБ і перевищують допустимі вібрації на 10-30 дБ, що є основною причиною зниження ресурсу більшості механізмів трактора за рахунок перевищення вібронавантаженості у 2,5-31,6 раз над допустимими рівнями. Отже, існуючі технології проектування і виробництва тракторів сімейства Т-150К дозволяють випускати КПП різного технічного стану – від «відмінного» до граничного технічного стану, недопустимого до експлуатації з перевищенням допустимої вібрації до 30 дБ.

Таблиця 8.5

Критерії оцінки вібраційного стану КПП

Оцінка стану	Діапазон вібрації	Стадії життя
Добрий	Менше $L_{av} + \sigma$	Виробництво
Допустимий	Більше $L_{av} + \sigma$, але менше $L_{av} + 2\sigma$	Експлуатація
Потрібно вжити заходи	Більше $L_{av} + 2\sigma$, але менше $L_{av} + 3\sigma$	
Недопустимий	Більше $L_{av} + 3\sigma$	

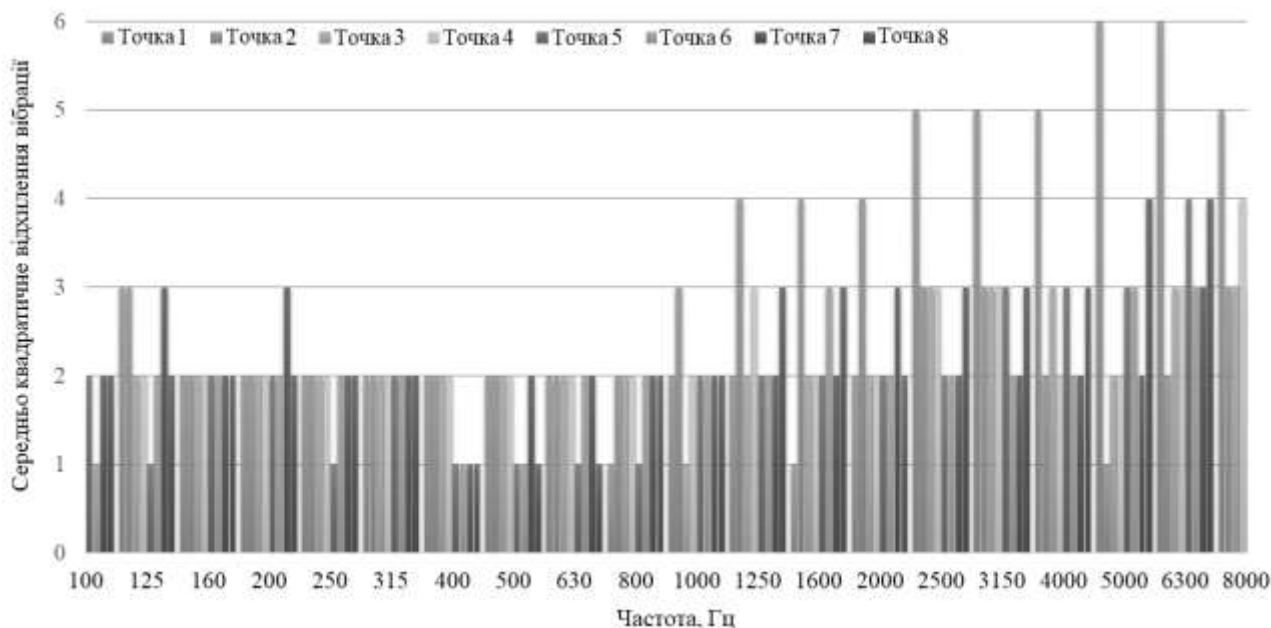


Рис. 8.12. Середнє квадратичне відхилення вібрації 17-ти коробок передач трактора для восьми точок вимірювання при частоті обертів вхідного вала 1000 хв^{-1}

Вібродіагностичні характеристики КПП дають можливість оцінювати якість конструкції та виготовлення тракторів. Наявність рівнів вібрації, які перевищують допустимий вказують на наявність дефектів конструкції, а розкид мінімальних і максимальних значень вібрації – на якість технології виробництва тракторів.

Основними джерелами вібрації коробок передач є дефекти якості виготовлення зубчастих передач і підшипникових вузлів та їх складання, використання неякісних підшипників, великі зазори посадок підшипників у корпус,

конструктивна не технологічність складання коробки передач.

Доробку конструкції та технології тракторів типу Т-150К до ресурсу 15 тис. мотогодин необхідно здійснювати шляхом зниження вібрації (до прямої АБ, рис. 8.3) збуджуваної дефектами дисбалансу та неспіввісності деталей, що обертаються, на 25 дБ у смузі частот 31,5-100 Гц та дефектами зубчастих передач – на 17 дБ у смузі частот 250-1250 Гц, а також поліпшенням якості підшипників, оптимізацією посадок і складання підшипникових вузлів – на 30 дБ у смузі 2000-6300 Гц.

У розділі 7 наведено конструктивні рішення зміни установки й фіксації підшипників і зменшення зазору в зубозачепленні головної передачі до 0,15-0,3 мм та експериментально доведено можливість вібраційного доведення конструкції головної передачі до класу вібрації Г з ресурсом 12 тис. мотогодин.

8.1.6. Розробка норм оцінки якості виготовлення й експлуатації тракторів

Контроль якості виготовлення.

У роботах [9, 20, 28, 39, 40, 51] з цієї проблеми розглянуті методи нормування вібрації для оцінки якості виготовлення тракторів (підрозділ 6.12).

Оцінка якості виготовлення тракторів виконується за розкидом рівнів вібрації заданої вибірки (не менше 10 виробів) для першої партії нових виробів. Норми вібрації для оцінки якості технології серійного виробництва агрегатів і комплектного трактора розраховуються за формулою 6.13.

За норми приймаються виміряні значення віброприскорень в третьоктавних смугах в області частот від частоти обертання до 10 кГц у кожній контрольній точці.

Результати статистичної обробки виміряної вібрації вибірки 17 штук коробок передач для 8 точок (рис. 8.1) як верхньої межі поля допуску представлені на рис. 8.13, на якому наведені статистичні дані норм вібрації у широкій смузі від 2 Гц до 10 кГц.

Приклад графічного представлення норми вібрації для точок контролю 1 та 2 (рис. 8.1, 8.13) наведено на рис. 8.14.

Для доведення агрегатів і комплектного трактора, що не задовольняють вимогам норм вібрації, розроблені методи усунення дефектів (рис. 8.15). Ознакою джерела дефекту є смуга або спектральна складова вібрації, що перевищує норму. Для розпізнавання виду дефекту проводять вузькосмуговий аналіз вібрації. Послідовність вібраційного контролю якості виготовлення агрегатів і комплектного трактора показана на рис. 6.18.

Контроль якості експлуатації.

На підставі проведених аналітичних та експериментальних дослідів структурних та вібраційних діагностичних параметрів експлуатаційні норми граничних значень діагностичного параметра можна визначити як алгебраїчну суму рівня початкових значень $L_{и}$, граничного приросту вібрації ΔL , яка збуджується несправностями за формулою:

$$L_{п} = L_{и} + \Delta L. \quad (8.1)$$

Точки контролю	Середньогометричні частоти в 1/3- октавах, Гц																					
	100	125	160	200	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	
1	97	71	67	71	73	77	78	79	82	82	86	87	84	88	94	93	92	96	93	93	90	
2	96	69	69	71	74	77	78	79	81	83	86	91	92	93	90	89	87	83	85	86	85	83
3	98	66	68	70	73	77	79	81	82	86	85	88	90	91	93	92	91	87	88	89	90	90
4	97	63	65	67	70	73	75	77	81	82	84	88	88	89	92	92	89	86	88	90	92	90
5	100	62	67	70	70	76	75	77	79	80	85	87	89	89	90	92	90	90	96	96	88	83
6	97	67	69	72	76	77	75	77	82	83	85	86	89	88	89	88	89	90	93	88	88	80
7	101	71	71	76	77	79	77	82	84	86	89	90	91	94	93	94	95	95	97	94	90	84
8	102	67	69	71	74	77	75	78	80	84	85	91	94	93	96	97	94	95	95	96	92	91

Схема точок контролю вібрації

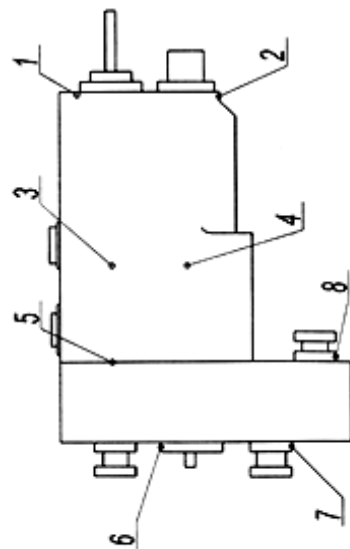
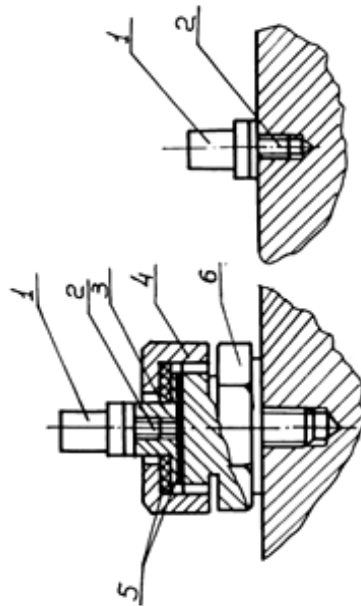
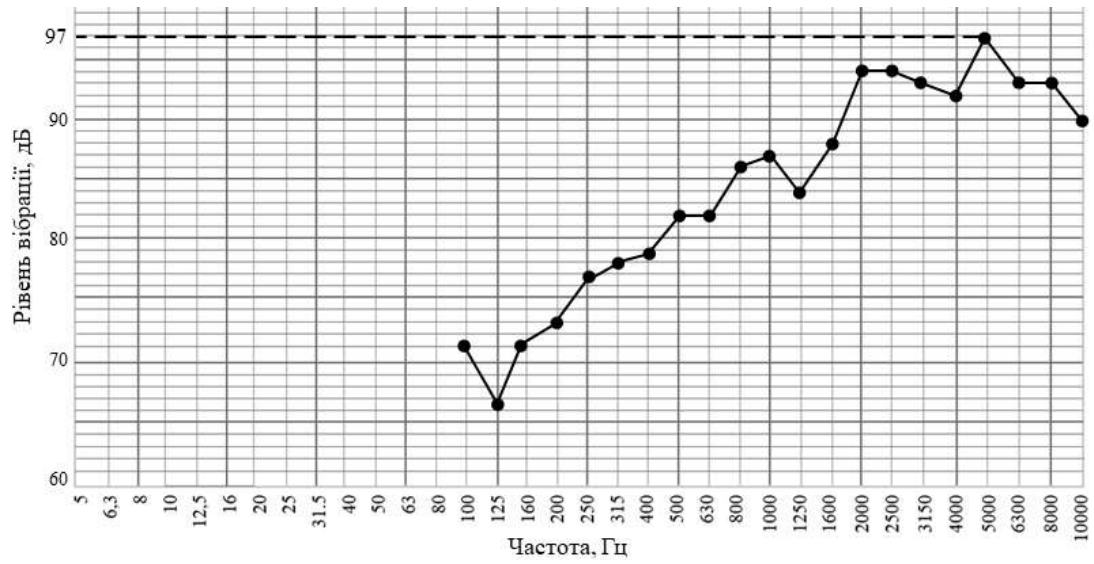


Схема кріплення віброперетворювача

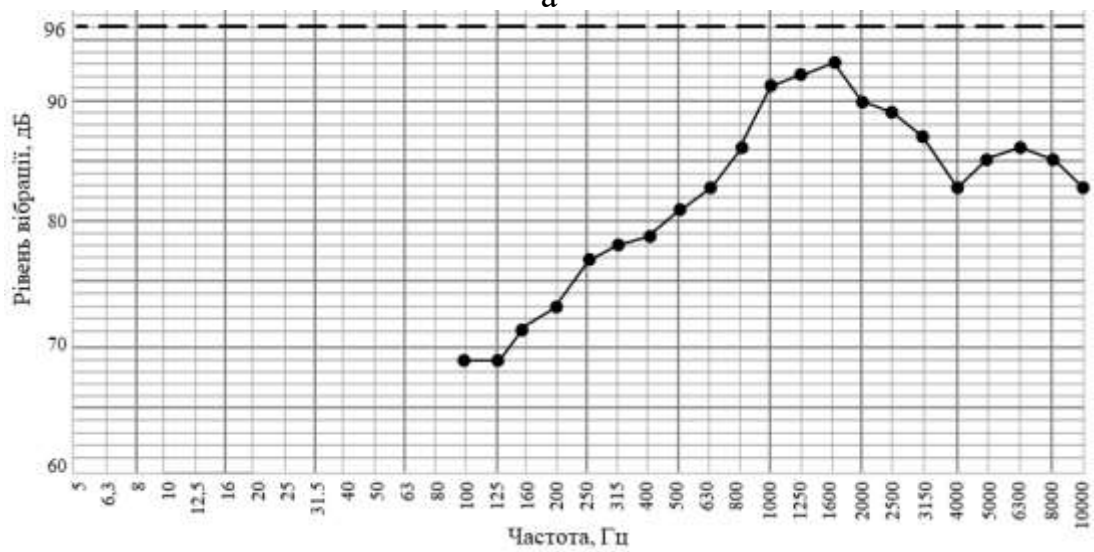


- 1 – віброперетворювач;
- 2 – шпилька різьбова;
- 3 – перехідник;
- 4 – накидна гайка;
- 5 – електроізоляційні прокладки;
- 6 – гвинт.

Рис. 8.13. Норми віброприскорень коробки передач для оцінки якості виготовлення і складання при частоті обертання 1000 хв⁻¹



а



б

Рис. 8.14. Спектрограма норм вібрації коробки передач в точці контролю 1 (а) і 2 (б)



Рис. 8.15. Діагностичні ознаки виду дефекту коробки передач і методи їх усунення

Значення $L_{и}$ (6.32) визначається після 30-хвилинної обкатки агрегатів трактора. Граничні значення приросту вібраційного параметра (ΔL) над початковим $L_{и}$ для функціональних ($\Delta L_{ф}$) елементів та ресурсних ($\Delta L_{п}$) отримують із співвідношень (6.30, 6.31).

Грунтуючись на теоретичних та експериментальних дослідженнях та стандарті ISO 20816-1:2016 [46], увесь діапазон оціночної класифікації віброприскорень трактора від вихідного $L_{и}$ до граничного стану ресурсного елемента (15-20 дБ) розбитий на зони вібрації у 8 дБ (рис. 6.14). Прийнята градація за зонами вібрації базується на теоретичних обґрунтуваннях зв'язку структурного та вібраційного параметрів.

Різниця у 4 дБ збільшення або, зменшення віброприскорень вказує на зміни вібраційного стану – появу несправності, а різниця у 8дБ свідчить про зміну вібраційного стану на рівні переходу механізму в інший клас технічного стану (рис. 6.21).

Це дає можливість побудувати загальну шкалу класифікації станів механізмів, яка не залежить і не обмежена конкретним агрегатом трактора та видами дефектів, а саме, чи збуджується механічна вібрація дефектами зубчастої передачі, підшипниковими вузлами, системою валопроводу, чи іншим джерелом вібрації механічного походження. Класи технічного стану можна використовувати для складання будь-якої необхідної класифікації (рис. 6.14). Розроблені норми вібрації та класи визначення технічного стану на прикладі головної передачі трактора наведені в табл. 8.6. $L_{и}$ – початкові рівні вібрації, які визначаються за формулою (6.32); $L_{п}$ – граничні значення збільшення рівнів вібрації ресурсних елементів (6.31), (8.1).

Контроль технічного стану машини на відповідність вимогам експлуатаційних норм проводиться зі складанням протоколу (рис. 8.16).

При проектуванні машини, агрегату, механізму та розробці технології діагностування вимагається суворе обґрунтування призначення режимів, місць і точок контролю вібрації ($\Delta L_{ф}$, $\Delta L_{п}$, $\Delta L_{р}$). Це здійснюється з метою зниження впливу зміни режимів роботи і кількості проміжних деталей, які можуть бути причиною згасання або посилення вібрації, не пов'язаної зі зміною технічного стану.

Встановлений зв'язок структурного та вібраційного параметрів (6.30), (6.31) дає можливість використовувати існуючі статистичні дані про допустимі і граничні значення зазорів у механізмах для нормування проектних допустимих і граничних діагностичних вібраційних параметрів. Отримані у цьому випадку граничні значення ($\Delta L_{ф}$, $\Delta L_{п}$, $\Delta L_{р}$) використовуються як проектні до накопичення необхідних статистичних даних за період експлуатації конкретних механізмів. Подібні дані отримують у ході проведення навчальних експериментів. Необхідність у коригуванні проектних діагностичних параметрів зазвичай не виникає при введенні в експлуатацію доведених конструкцій.

Граничні значення зниження вібрації нижче встановленої норми $L_{и}$, (6.32), що з'являється при порушенні нормальної роботи трактора (відключення окремих елементів або навісних механізмів, зменшення числа обертів, потужності, послаблення кріплень, утворення тріщин і т. п.) визначається нижчою толерантною межею поля допуску (6.14):

$$L_H = L_{II} - k\sigma. \quad (8.2)$$

Розроблені методи нормування експлуатаційної вібрації класів оцінювання технічного стану придатні для усіх механічних систем машин з джерелами вібрації механічного походження.

Таблиця 8.6

**Несправності та класи оцінки технічного стану
головної передачі моста**

№ несправності	Види несправностей	Контролювання смуги частот, Гц	Класи технічного стану	Рівень вібрації, дБ, частота обертання ведучої шестірні 2000 хв ⁻¹ , точки контролю рис. 4.8, 8.1		Причина несправності
				9 (А)	10 (Б)	
1	Похибки зубозачеплення	300	Недопустимо Потрібно вжити заходів Допустимо Добре Відмінно	>107 107 103 95 87	>107 104 98 90 84	Спрацьованість зубців, поломка зуба
2	Боковий зазор між зубцями шестерень	600	Недопустимо Потрібно вжити заходів Допустимо Добре Відмінно	>107 107 103 95 87		Помилка при складанні зубчастої передачі, зміна профілю зубців у результаті спрацьованості
3	Перекіс кілець підшипників	1300-1600	Недопустимо Потрібно вжити заходів Допустимо Добре Відмінно	>113 113 107 99 93		Утворення радіального зазора й ослаблення початкового натягу підшипника
4	Раковини і тріщини на доріжках кочення підшипників	5000-10000	Недопустимо Потрібно вжити заходів Допустимо Добре Відмінно	>116 116 112 102 96	>113 113 107 99 93	Викришування від утомності доріжок і тіл кочення, ударні навантаження підшипників
5	Загальний стан головної зубчастої передачі	10-1000	Недопустимо Потрібно вжити заходів Допустимо Добре Відмінно	>114 110 108 100 94		Спрацьованість чи поломка зубців, ослаблення механічних зв'язків (розхитаність)
6	Загальний стан підшипників кочення		Недопустимо Потрібно вжити заходів Допустимо Добре Відмінно	>123 123 119 103 103		Раковини на доріжках кочення і роликах, спрацьованість доріжок і тіл кочення

ПРОТОКОЛ

вібраційного контролю технічного стану карданної передачі
Автомобіль МАЗ-5335 №

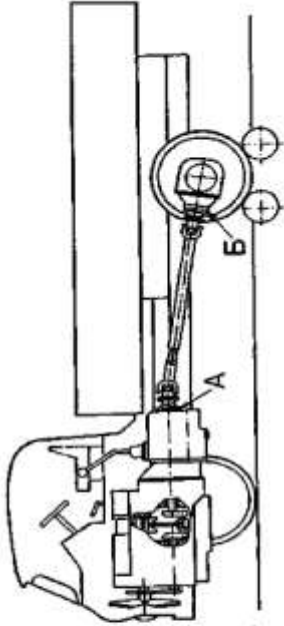
Заводський номер автомобіля, технічні вимоги на автомобіль

Вимірвальні засоби

Тип засоби, номер вібросперетворювача

Режим діагностування

Тип ступню, холостий хід, оберти 2000 хв⁻¹, температура мастила



Точка контролю	Клас технічного стану	Рівні вібрації											
		Середньогомеетричні частоти в 1/3 октавних смугах, Гц						Смуга частот					
		У широкій смузі 10...400		12,5		40		315		400		100...125	
Норма	Фактично	Норма	Фактично	Норма	Фактично	Норма	Фактично	Норма	Фактично	Норма	Фактично		
А	Недопустимо	>104	>87	>94	>97	>94	>94	>96	>96	>96	>96	>96	
	Вимагає вжиття заходів	104	87	94	97	94	94	96	96	96	96	96	
	Допустимо	100	83	90	93	90	90	92	92	92	92	92	
	Добре	92	75	82	85	82	82	84	84	84	84	84	
Б	Відмінно	84	67	74	77	74	74	76	76	76	76	76	
	Недопустимо	-	>79,8	-	>80,6	-	-	-	-	-	-	-	
	Вимагає вжиття заходів	-	79,8	-	80,6	-	-	-	-	-	-	-	
	Допустимо	-	75,8	-	76,6	-	-	-	-	-	-	-	
	Добре	-	67,8	-	68,6	-	-	-	-	-	-	-	
	Відмінно	-	59,8	-	60,6	-	-	-	-	-	-	-	
Вид дефекту	Загальний технічний стан	Підвищений зазор в підшипникових вузлах		Неспіввісність і згин карданного валу		Дисбаланс		Ослаблення кріплення фланців карданів		Підвищений зазор в шпівовому спряженні карданного валу			
	Номер дефекту	1	2	3	4	5	6						

Висновок

якому класу технічного стану задовольняє, не задовольняє вимогам норми, вид дефекту

Діагностування провів

дата, прізвище

Рис. 8.16. Контроль технічного стану автомобіля на стенді з біговими барабанами

8.2. Конструктивні та технологічні рішення для зниження вібрації в підшипникових вузлах

8.2.1. Надійність підшипникових вузлів кочення машин при вібраційних навантаженнях

Підшипникові вузли кочення – найчастіше поширена причина високих рівнів вібрації машин. Вони визначають конструктивно-технологічну досконалість, надійність, довговічність, швидкості, продуктивність і сферу застосування багатьох машин.

Ресурс одних і тих самих підшипників кочення в різних машинах суттєво відрізняється і залежить, перш за все, від досконалості конструкції і технології виробництва, а також умов експлуатації машин. Основним показником якості підшипникових вузлів є якість самого підшипника. А реалізація його якості в машинах (вузлах) залежить від рівня забезпечення оптимальних конструктивних, технологічних та експлуатаційних умов роботи підшипників у машині. Забезпечення таких умов експлуатації підшипників кочення є складним завданням, тому підшипники кочення є одним з основних джерел вібрації машин (розділ 2). При конструюванні машин необхідно знати вплив на рівні вібрації машин класу точності підшипників, швидкості обертання, навантаження, зазорів і натягів посадок, значень робочих зазорів, попереднього натягу підшипників у системі машини.

8.2.2. Експериментальні методи досліджень

Методами визначення оптимальних структурних параметрів підшипникових вузлів є натурні стендові випробування окремих підшипників і підшипникових вузлів при частотах обертання від 750 до 3500 хв⁻¹. Конструкція стенда представлена на рис. 7.5. Були випробувані підшипники типорозмірів 306, 310, 313, 317, 322, класу точності 0, з радіальним зазором 10-20 мкм; а також класу точності 5 з класами шумності Ш1-Ш6 (QE1-QE6).

Вимірювання вібрації кожного підшипника повторювали 4 рази. Вибірка підшипників кожного класу і типорозміру складала 10 штук. Підшипники встановлювали за посадками: в корпус (капсуль) – з діаметральним зазором 10-30 мкм, на вал-оправку – з натягом 5-10 мкм. Величину зусилля попереднього осьового натягу підшипників визначали за стандартною методикою.

8.2.3. Вплив розміру, класу точності та способу фіксації підшипника на рівні вібрації підшипникових вузлів

Результати вимірювання при частоті обертання 1000 хв⁻¹ систематизовані у таблиці і приведені до типового спектра вібрації, показаного на рис. 8.17.

На рис. 8.17,б приведено типовий спектр 1 вібрації підшипника і пряма АБ гранично допустимої вібрації для трактора, а в табл. 8.7 – рівні вібрації Г, Д, Е, що задовольняють допустимим рівням і перевищують значення прямої АБ на частотах 50, 2000 та 10000 Гц для кожного випробуваного підшипника і підшипникового вузла. На рис. 8.17,а показані рівні І, Л, В вібрації підшипників для класів шумності Ш1-Ш6 (табл. 8.7).

У табл. 8.7 приведені середньоарифметичні значення вимірюваних рівнів вібрації 10 підшипників кожного типу.

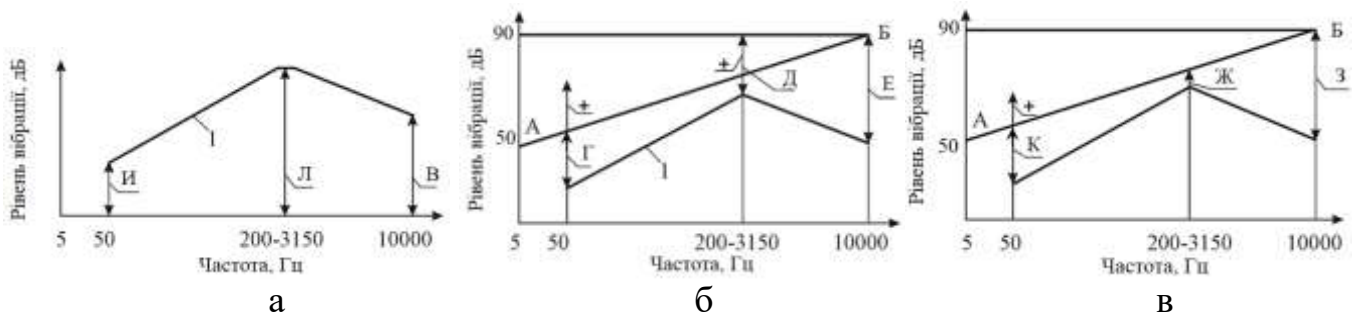


Рис. 8.17. Типові спектри вібрації підшипника (а, б) і підшипникового вузла (в) при жорсткій фіксації зовнішнього кільця підшипника кришкою

На рис. 8.17: И, Л, В – рівні вібрації підшипників (табл. 8.7); Г, Д, Е – рівні вібрації, що задовольняють допустимим значенням (нижче прямої АБ); рівні вібрації, що вище прямої АБ помічені знаком «+» (табл. 8.7); З – рівні вібрації, що задовольняють допустимим значенням (нижче прямої АБ).

Таблиця 8.7

Результати статистичної обробки вимірювання вібрації підшипників і підшипникових вузлів, випробуваних на стенді

Підшипник		Різниця між допустимим і вимірним значеннями вібрації, дБ (рис. 8.17)								
Клас точності (шумності)	Типорозмір	И	Л	В	Г	Д	Е	К	Ж	З
P0	306	47	83	83	15	0	7	12	7	6
	313	49	90	87	13	+7	3	14	5	12
	322	61	99	97	1	+16	+7	+2	0	10
P5 QE1 (Ш1)	306	49	78	75	13	5	15	17	13	5
	313	47	85	79	15	+2	11	11	12	24
	322	60	94	90	2	+11	0	5	7	21
P5 QE2 (Ш2)	306	44	75	72	20	8	18	18	18	17
	313	46	82	77	18	1	13	12	15	26
	322	59	91	87	3	+8	3	6	10	23
P5 QE3 (Ш3)	306	43	72	71	21	11	19	19	22	18
	313	45	79	76	19	4	14	13	19	28
	322	58	88	85	6	+5	+5	7	13	25
P5 QE6 (Ш6)	306	42	69	70	22	14	20	20	27	19
	313	44	76	75	20	7	15	14	20	28
	322	57	85	83	5	+2	7	4	19	26

Примітка. Знаком «+» відмічені перевищення допустимих значень над вимірними

Вібраційні характеристики всіх випробуваних підшипників класів точності 0 і 5 (Ш1-Ш6) типорозмірів 317 і 322 перевищували пряму АБ на 2-16 дБ в області частоти 2500 Гц. Рівні вібрації підшипників типорозміру 306 усіх класів точності та шумності знаходилися нижче прямої АБ на 1-14 дБ. Максимальні рівні вібрації підшипників знаходилися в області резонансної частоти зовнішнього кільця.

Випробування підшипникових вузлів показали, що їх рівні вібрації на підшипниках усіх класів точності та всіх випробуваних типорозмірів (від 306 до 322) не перевищували пряму АБ (рис. 8.17, в, 8.18). Виняток склало перевищен-

ня низькочастотною вібрацією прямої АБ на 2 дБ, отримане при випробуванні підшипників 322 класу точності 0, які вже при частоті обертання 1500 хв^{-1} не мали запасу по рівню вібрації. Це значить, що незначні порушення умов монтажу, геометрії посадочних поверхонь під установку підшипників призводять до зростання рівнів вібрації підшипникових вузлів вище прямої АБ.

Керувати рівнями вібрації підшипникових вузлів в області високих частот (2000-10000 Гц) можна шляхом зміни жорсткості установки зовнішнього кільця підшипника в корпусі, зусилля попереднього осьового натягу і частоти обертання. При зміні жорсткого способу фіксації, підшипника в капсулі на рівні Ж і З вібрації у високочастотній області знижуються на 3-5 дБ, а рівні вібрації підшипникових вузлів при фіксації підшипників кришкою з осьовим зазором підвищуються на 2-3 дБ порівняно з жорсткою фіксацією. Резонансна частота зовнішнього кільця підшипників кочення залежно від розміру, типу і жорсткості кріплення підшипника в корпусі знаходилась у діапазоні 2000-3150 Гц (рис. 8.17).

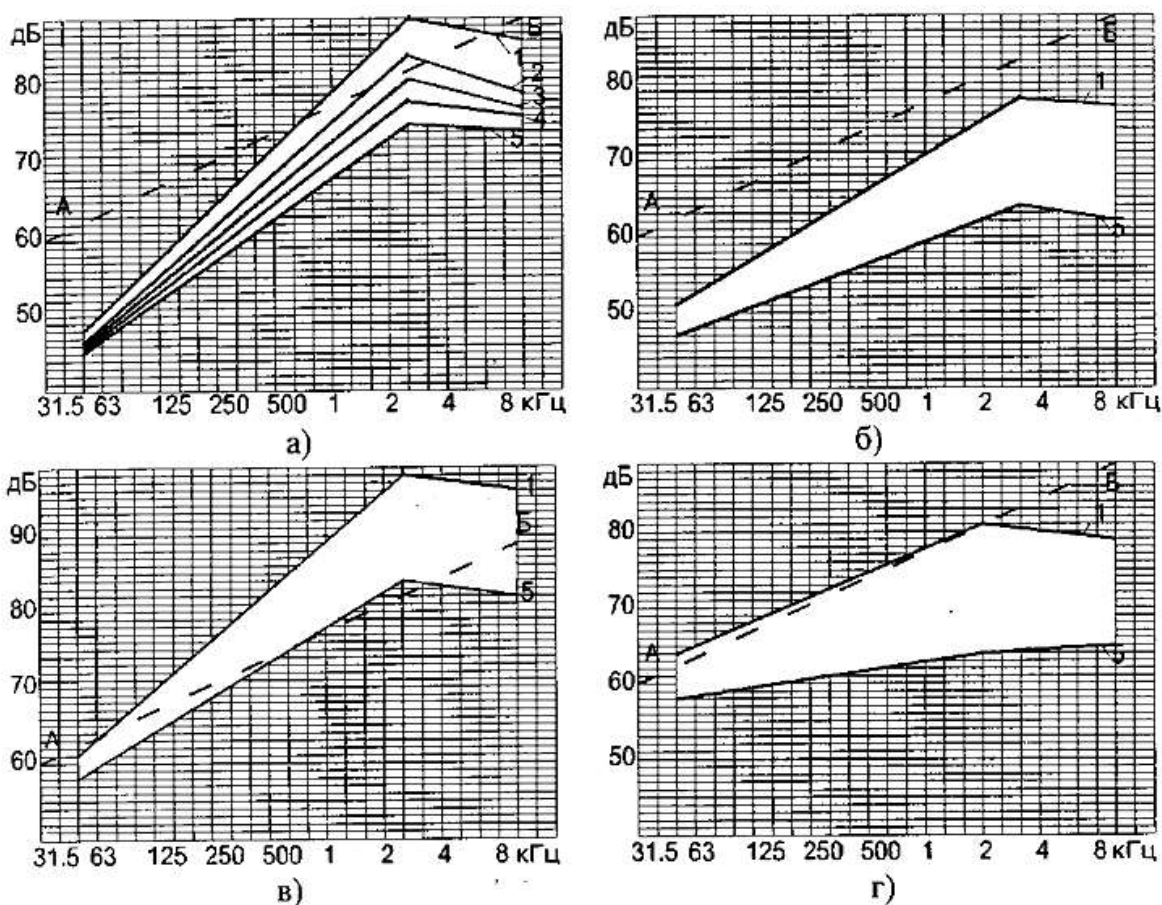


Рис. 8.18. Вплив розміру та класу точності (шумності) підшипників на рівні вібрації підшипникових вузлів при жорсткому кріпленні зовнішнього кільця кришкою в капсулі:

АБ – пряма допустимої вібрації; 1 – підшипники класу точності 0; 2, 3, 4, 5 – підшипники Ш1, Ш2, Ш3, Ш6 відповідно класу точності 5; а, б – вільний підшипник 313 (а) та в складі підшипникового вузла (б); в, г – вільний підшипник 322 (в) та в складі підшипникового вузла (г)

Аналіз вібраційних характеристик підшипників різних розмірів показує, що зі збільшенням номінального діаметра підшипника до діаметра підшипника наступного типорозміру вібрація лінійно зростає на 1-2 дБ. Тому збільшення розмірів з метою підвищення жорсткості та довговічності підшипникового ву-

зла не завжди доцільне. Мінімальні рівні вібрації механізму досягаються при установці радіальних кулькових підшипників по одному в опорах.

Таким чином, шляхом використання підшипників підвищених класів точності та шумності можна знизити вібрацію на 14-20 дБ і забезпечити технічний рівень підшипникових вузлів тракторів типу Т-150К з класом вібрації В (рис. 8.3). Застосовувані на сьогодні підшипники кочення дають можливість отримати вібрацію підшипникових вузлів класі Г. Для її зниження необхідно:

– усунути конструктивні недоліки установки підшипників (встановлення не в площині максимальної жорсткості корпусу, на шліци валів, у різні отвори, наприклад, в мостах);

– ввести попередній осьовий натяг підшипників в опорах, фіксацію підшипників в отворах корпусів;

– застосовувати підшипники з радіальним зазором 10-20 мкм;

– зменшити зазори в посадках «підшипник-корпус»;

– усунути базування і фіксацію підшипників у корпусі та на валу моста по торцю гайки та низку інших причин, що призводять до перекосів кілець підшипника.

Вказані конструктивні недоліки підшипникових вузлів призводять разом з порушеннями технології виробництва до нестабільності технічного стану механізмів. Гарантоване зниження вібрації підшипникових вузлів механізмів трактора класу вібрації В можна отримати при використанні підшипників класу шумності Ш1. Однак, реалізувати конструктивні якості цих підшипників для зниження вібрації можна при суттєвому підвищенні технічного рівня конструкції, точності виготовлення і якості складання підшипникових вузлів.

8.2.4. Вплив швидкості обертання і навантаження підшипника на рівні вібрації

Вплив частоти обертання і навантаження на рівні вібрації підшипників кочення показано на рис. 8.19. З нього видно, що збільшення частоти обертання підшипників значно більше впливає на збільшення вібрації порівняно зі збільшенням радіального навантаження F .

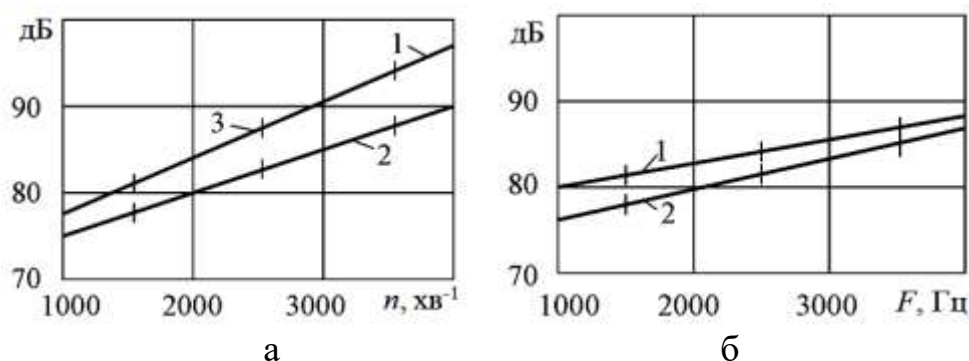


Рис. 8.19. Залежності рівнів вібрації підшипників 310Е4Ш1 (1) та 305Е4Ш5 (2) від частоти обертання (а) та навантаження (б); розкид усереднених за чотири вимірюваннями рівнів вібрації для вибірки з 6 підшипників кожного типу

8.2.5. Вибір раціонального параметра натягу посадки підшипника на шийку вала

Установка підшипника на вал з натягом виключає провертання внутрішнього кільця підшипника на валу, підвищує жорсткість підшипникового вузла, впливає на спектр власних частот підшипника і вала (ротора). Демпфувальні властивості сполучення «підшипник-вал» визначаються величиною натягу підшипника на вал, радіальним зазором підшипника, величиною і характером діючих навантажень і вібрації. Натяг посадки підшипника на вал впливає на рівень вібрації підшипникового вузла в широкому діапазоні частот, збудованої, в основному, періодичними змінами жорсткості підшипника при перекочуванні тіл кочення, перекосами кілець підшипника, хвилястістю та гранністю тіл і доріжок кочення. Мала радіальна жорсткість кілець підшипників є причиною копіювання ними всіх дефектів посадочних місць шийки вала.

Натяг посадки підшипників на вал 5, 11, 20, 26 мкм визначали шляхом селективного підбору розмірів підшипника та оправки. Раціональною посадкою підшипників кочення на шийку вала класу шумності ШЗ-Ш6 є натяг 10-15 мкм (рис. 8.20). Резерви зниження рівнів вібрації підшипникових вузлів у разі призначення оптимального натягу підшипника на шийку вала для більшості частот знаходяться в межах 5-8 дБ (рис. 8.20 і 8.21). При зазорі 40 мкм у сполученні «зовнішнє кільце підшипника-капсуль» досягається максимальне зниження вібрації – крива 2 на рис. 8.21 (б).

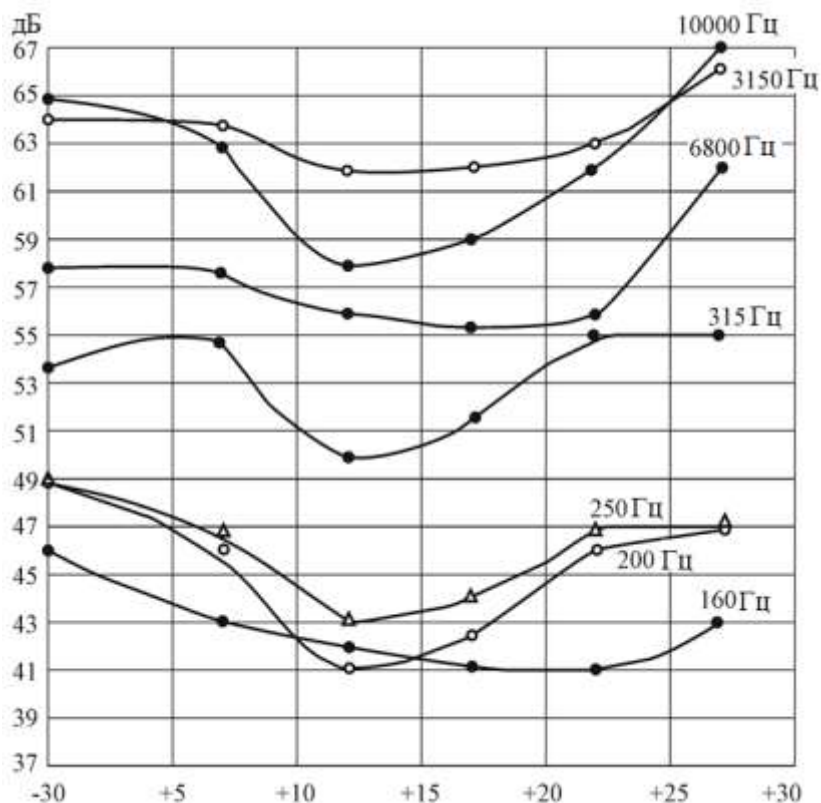
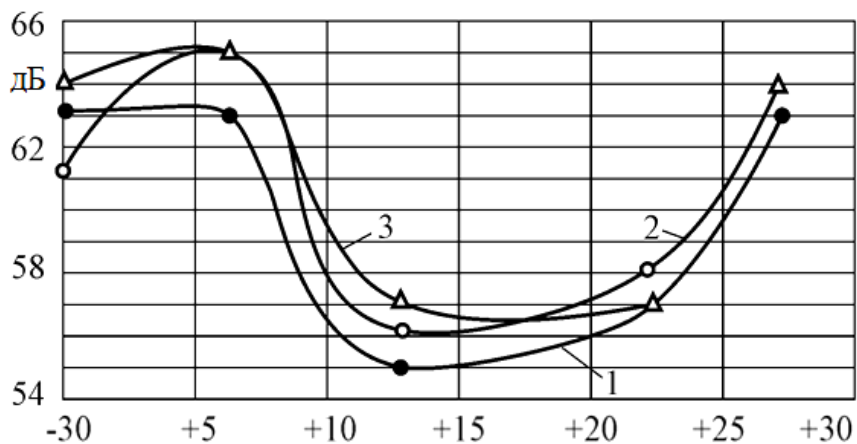
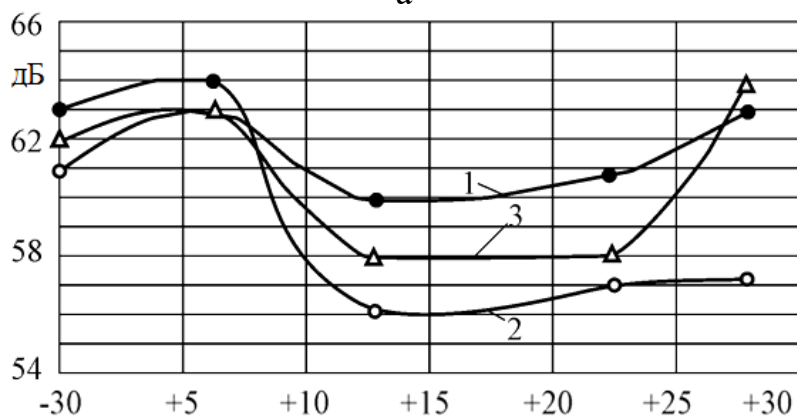


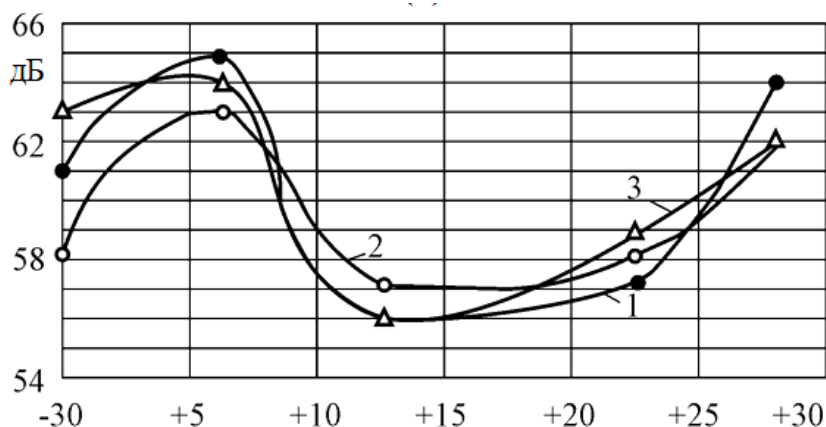
Рис. 8.20. Залежність рівнів вібрації підшипникових вузлів від натягу посадки підшипника на шийку валу-оправки при жорсткій фіксації підшипника в капсулі із зазором посадки 10 мкм



а



б



в

Рис. 8.21. Залежність рівнів вібрації підшипникових вузлів від натягу посадки підшипника на шийку вал-оправка при різних фіксаціях підшипника в корпусі (капсулі):

а) жорстка; б) з осьовим зазором; в) пружна, з допомогою хвильової пружини;
1, 2, 3 – зазори посадки підшипника в капсуль: 10, 40, 60 мкм відповідно

8.2.6. Визначення раціональних параметрів установки підшипника в капсуль (корпус)

Дослідження щодо визначення оптимальних зазорів установки підшипника в капсуль і його посадки, натягу на вал проводились при параметрах шорсткості посадочних поверхонь капсуля $R_a=1,23$ мм. При відхиленнях щодо овальності та конусності – не більше 4 мкм, при загальному зусиллі поперед-

нього натягу підшипника – 850 Н. Розміри посадочних поверхонь капсуля і посадочні розміри випробовуваних підшипників давали можливість установлювати підшипники з діаметральними зазорами 10, 40, 60 мкм. Підшипники і посадочні місця змащувалися пластичним мастилом ЦИАТИМ-221. Випробовувані підшипники монтували в капсуль підшипникового вузла за трьома схемами фіксації:

- встановлення підшипника в капсуль з осьовим зазором між торцем зовнішнього кільця підшипника і кришкою;
- жорстка фіксація зовнішнього кільця підшипника кришкою;
- пружна фіксація зовнішнього кільця підшипника хвильовою пружиною із зусиллям 800 Н.

Спектрограми вібрації (рис. 8.22) побудовані за середніми арифметичними значеннями рівнів вібрації шести вимірювань. Порівняння третьоктавних спектрів вібрації окремих підшипників (1) і підшипникового вузла (2) вказує на їх суттєву відмінність. Зміщення частоти резонансу окремого підшипника (2000 Гц) і підшипникових вузлів (3150 Гц) пояснюється параметрами систем «вал-підшипник», «підшипник-капсуль» у підшипникових вузлах з урахуванням посадки підшипника на вал з натягом і жорсткою фіксацією в капсулі.

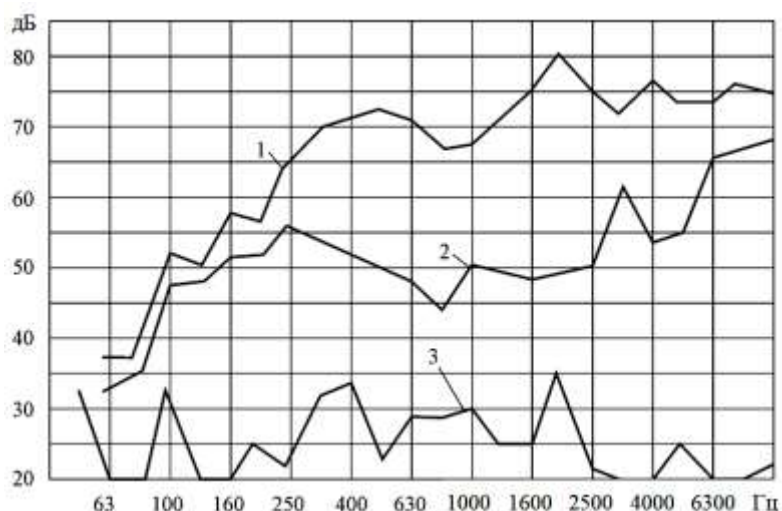


Рис. 8.22. Спектрограми вібрації окремого підшипника (1), підшипникового вузла (2) і стенда (3)

На рис. 8.23 приведені залежності рівнів вібрації окремих підшипникових вузлів від діаметрального зазора посадки підшипника в капсуль на певних частотах. Точками позначені максимальні, середньоарифметичні та мінімальні рівні вібрації 15 випробовуваних окремих підшипникових вузлів.

Максимальний вплив посадочного зазора підшипника в капсуль на рівні вібрації підшипникового вузла проявляється в області частоти періодичної зміни жорсткості підшипника і власних частот його деталей. Зміна рівнів вібрації окремих підшипникових вузлів на цих частотах, залежно від зазора посадки підшипника в капсуль і частоти обертання, досягає 10 дБ. Максимальне зниження рівнів вібрації підшипникового вузла у смузі частот 160-250 Гц, викликаних періодичною зміною жорсткості підшипника, від перекошу тіл кочення та їх різної розмірності отримані при діаметральному зазорі 20-23 мкм, а на інших частотах – при зазорі 30-40 мкм.

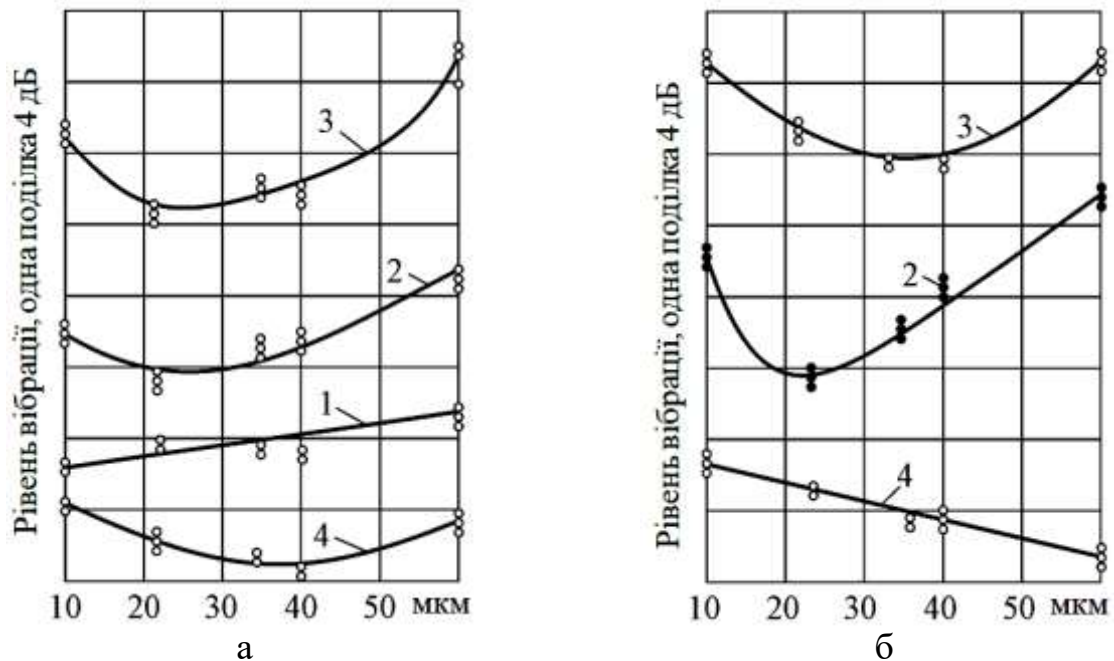


Рис. 8.23. Залежність рівнів вібрації підшипникових вузлів з частотою обертання 1450 хв^{-1} (а) та 2000 хв^{-1} (б) від зазора посадки підшипника в капсуль з частотами 160 (1), 200 (2), 250 (3), 630 (4)

З рис. 8.23 випливає, що для кожної частоти вібрації існує оптимальний зазор посадки підшипника в капсуль, при якій досягається максимальне зниження рівнів вібрації підшипникового вузла. Раціональним зазором установки підшипника в капсуль, з точки зору мінімізації вібрації по всьому спектру, є діаметральний зазор 20-40 мкм. У разі такого зазору у більшості випадків досягається максимальне зниження рівнів вібрації підшипникових вузлів.

Таким чином, зазор посадки підшипника в капсуль суттєво впливає на вібродіагностичні характеристики підшипникового вузла. Резерви зниження рівнів вібрації підшипникових вузлів у разі призначення оптимального зазора посадки підшипника в капсуль може досягати на більшості частот вібрації від 5 дБ до 10 дБ. Тому якість монтажу підшипника і точність виконання посадочних місць під підшипник може мати більший вплив на зниження вібрації, ніж застосування підшипників підвищеної точності. При існуючій технології виробництва тракторів оптимальним є вибір підшипників Ш1, Ш3. Використання більш точних підшипників (тобто Ш4, Ш5, Ш6) є економічно і технічно невиправданим.

8.2.7. Визначення оптимального попереднього осьового натягу підшипників в опорах машин

Попередній натяг підшипників підвищує жорсткість підшипникових вузлів, створює умови для нормальної роботи підшипників. Правильно вибрана величина зусилля попереднього натягу підшипників забезпечує рівномірне прилягання кульок до бігових доріжок, попереджує проковзування і обертання кульок під дією гіроскопічного моменту, зменшує спрацьованість підшипників кочення, підвищує надійність і довговічність підшипників. Надмірний натяг також небезпечний, як і недостатній, оскільки він призводить до защемлення кульок, перенавантаження підшипників кочення і підвищене тепловиділення.

Мінімальна величина попереднього натягу підшипників згідно з існуючими методиками визначається за формулою:

$$A_0 = 1,58 \operatorname{tg} \beta R \pm 5,0A, \quad (8.2)$$

де R – діюче радіальне навантаження на підшипник, Н; A – діюче осьове навантаження, Н; β – кут контакту (розрахунковий) з урахуванням вільного кута контакту.

Величина A_0 за формулою (8.2) визначається незалежно від динамічних властивостей механічної системи вала (ротора) з деталями на підшипниках. Низка спроб усунути цей недолік привели до потреби враховувати в розрахунках попередній натяг підшипників, жорсткість і податливість кришок, визначення силової характеристики підшипників. У деяких спеціальних відомчих інструкціях рекомендується силу попереднього осьового натягу визначати з урахуванням частоти обертання підшипника для подолання гіроскопічного проковзування кульок. Однак, такі розрахунки недостатні для врахування технологічного розкиду розмірів деталей підшипникового вузла й оцінки реально діючих в опорах сил і динамічних властивостей системи вала з деталями та їх зв'язки (наприклад, шестерень з колесом). Оптимальний попередній натяг підшипників вала (ротора) з деталями в опорах, по меншій мірі, буде залежати від маси вала з деталями, маси кільця підшипника та діючих осьових сил у підшипникових вузлах, які визначають власні частоти підшипника і системи.

Для підтвердження цього висновку було проведено експеримент щодо визначення мінімального попереднього натягу і встановлено вплив сили осьового натягу і маси підшипникового вузла на частоту резонансу.

На рис. 7.53 показано, що в спектрі вібрації підшипника максимальні значення радіальної складової (1) знаходяться на частоті 4 кГц, а осьової (2) – на частоті 300 Гц.

Результати проведених експериментальних досліджень з визначення мінімального попереднього натягу підшипників представлені на рис. 8.20. Дослідження підшипникових вузлів (рис. 7.5 і 8.24) проводились на установці ВНИ-ПП-508К. Дослідження проводились з радіальними підшипниками класу 75-170 з індексом шумності ШЗ серії 300 (2) і 200 (1) з діаметрами отворів від 40 мм до 70 мм при частоті обертання 1500 хв^{-1} . Осьове зусилля прикладалося до торця підшипникового вузла (рис. 7.5). Підшипники встановлювали на оправку з діаметральним зазором 30 мкм. Випробували по шість підшипників кожного діаметра.

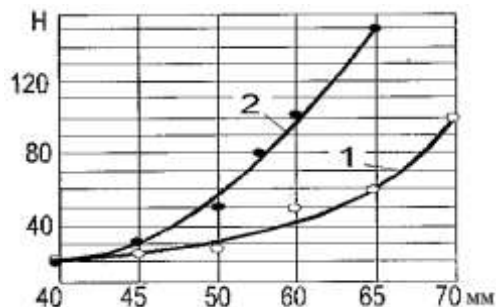


Рис. 8.24. Залежність зусилля попереднього натягу підшипника від розмірів радіального підшипника:
1, 2 – графіки мінімальних рівнів вібрації на резонансній частоті 2000-2500 Гц кільця підшипника № 213 (1), № 313 (2)

Вимірювання вібрації проводили в третьоктавних смугах частот з триразовим послідовним записом спектра кожного підшипника. Результати вимірювань обробляли методами математичної статистики, визначали середньоарифметичні значення і середні квадратичні відхилення. Аналіз результатів вимірювань показав, що розкид випадкових значень трьох вимірювань знаходився у межах $\pm 1,0$ дБ, тобто в межах похибки електронної апаратури.

Величини мінімального натягу визначались за мінімізацією рівнів вібрації підшипника на осьовій резонансній частоті 2500 Гц (рис. 8.24). Графіки 1 і 2 (рис. 8.24) побудовані за середніми значеннями шести випробуваних підшипників кожного типорозміру.

Відомо, що зі збільшенням натягу жорсткість підшипника збільшується, і, як наслідок, повинна зростати і частота резонансу:

$$f_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_a}{M}}, \quad (8.3)$$

де f_p – частота резонансу, кГц, K_a – осьова жорсткість підшипника, Н/мкм, M – маса зовнішнього кільця підшипника (або валу ротора), кг.

Змінюючи осьове навантаження від 50 до 400 Н з дискретністю 50 Н, отримуємо збільшення частот осьового резонансу від 500 до 972 Гц.

Проведена апроксимація залежності частоти резонансу від осьового навантаження кривої виду $y = Ax^b$. Виведене таке рівняння:

$$f_p = 0,192 F_a^{0,272}, \quad (8.4)$$

де F_a – осьове навантаження, Н.

Коефіцієнт кореляції отриманої апроксимації складає 0,992.

Враховуючи масу кільця, що коливається, з рівнянь (8.2) і (8.3) отримаємо залежність:

$$K_a = 0,94 F_a^{0,54}. \quad (8.5)$$

Експериментальні дослідження визначення резонансу від збільшення маси зовнішнього кільця (рис. 7.57) та осьового навантаження (рис. 7.56) представлені графіками.

Виконані дослідження показують, що пік (тобто максимальне значення) в спектрі осьової вібрації дає форма коливання зовнішнього кільця як твердого тіла, значить, у виробі частота і величина резонансу будуть зовсім іншими. Наприклад, для вала в коробці передач з прямозубими шестірнями при розрахунку власної частоти вала за формулою (8.3) буде враховуватися не маса зовнішнього кільця, а маса вала з деталями, в електродвигуні – маса ротора. Осьова жорсткість при цьому буде дорівнювати подвоєній жорсткості підшипника. Оскільки маса вала з деталями або ротора значно перевищує масу зовнішнього кільця, резонансна частота переміститься у більш низькочастотну область. Таким чином, осьова вібрація виробу, зумовлена резонансом зовнішнього кільця як жорсткого тіла, для різних виробів буде різною.

Додаткову перевірку отриманих даних з визначення оптимального осьо-

вого натягу підшипників в опорах здійснювали експериментальним шляхом на мостах трактора Т-150К та електродвигунах [12, 15, 16, 16].

Таким чином, для визначення оптимальної величини натягу підшипників в опорах по спектру вібрації рекомендується під час доведення використовувати хвильові пружини, прокладки або пристрої для плавного регулювання зусилля осьового навантаження з жорсткою фіксацією положення деталей системи після того, як оптимальний натяг знайдено. Зручніше за все регулювання зусилля пружин виконувати за допомогою набору мірних металевих прокладок.

При введенні осьового натягу підшипників змінюються умови зароблення опор. Залежно від величини тиску пружин відбувається зміна статичної жорсткості вала з деталями в опорах і, як наслідок, зміна частоти власних коливань вала на 20-30%. Однак, слід уникати завищення зусилля попереднього натягу підшипників у разі відлаштування власних частот системи валу, оскільки зусилля осьового натягу впливає на довговічність підшипника. Осьовий натяг підшипників рекомендується здійснювати зусиллям 20% від радіального навантаження на підшипник, що, не знижуючи довговічності підшипника, приведе до кращого розподілення навантаження по тілам кочення, тобто покращить умови роботи вузла.

8.3. Проектування тягових електродвигунів та електромобілів на задані рівні вібрації

8.3.1. Надійності електродвигунів машин, що працюють в динамічних режимах експлуатації

На даний час спостерігається заміна автомобілів з ДВЗ на автомобілі [48], з електричним двигуном (ЕД), від якості якого залежить надійність, безпека та екологічність усього транспортного засобу [12, 27, 33, 52].

Аналіз існуючих розробок показав, що найбільше практичне застосування в електроприводі електромобілів і гібридних автомобілів отримали тягові електродвигуни таких типів [31, 32, 53, 54]:

- вентильні електродвигуни з постійними магнітами (ВЕДПМ) (permanent magnet motors (PMM));
- вентильні електродвигуни з електромагнітним збудженням (ВЕДЕМ) (permanent magnet motors with electromagnetic excitation (PMMEE));
- асинхронні частотно-керовані електродвигуни (АЧКЕД) (asynchronous frequency-controlled motors (AFSCM)).

Дещо раніше широко застосовувались тягові колекторні електродвигуни постійного струму (permanent-magnet synchronous motor). На сьогодні вони не можуть успішно конкурувати зі згаданими електродвигунами. Порівняння переваг і недоліків цих двигунів з урахуванням експлуатаційних вимог дає описані далі результати. Найвищий ККД мають ВЕДПМ, ВЕДЕМ і АЧКЕД мають дещо менший ККД, їх вагогабаритні параметри гірші, ніж у ВЕДПМ, однак, низка переваг ВЕДЕМ і АЧКЕД робить їх застосування обґрунтованим і конкурентоздатним.

Вентильні електродвигуни (ВЕД) (ac electronic motor (АЕМ)) застосовують у більшості сучасних гібридних автомобілів та електромобілів. ВЕД – це

синхронна електрична машина, у якої є датчики положення ротора. Вона живиться через інвертор на основі сучасних силових електронних ключів й управляється за допомогою мікроконтролера з використанням мінімум двох ACS: по положенню ротора та по граничному фазному струму. Інколи додають ACS по кутовій швидкості (круїз-контроль). Синхронні електричні машини бувають із збуренням від постійних магнітів і з електромагнітним збуренням. Найбільш широко застосовують ВЕД на основі синхронної електричної машини з висококоерцитивними постійними магнітами на роторі. Такі ВЕД мають більш високий ККД і кращі електричні характеристики. Однак, вони мають високу вартість. Крім того, недоліком таких ВЕД є малий діапазон швидкостей обертання ротора. Оскільки швидкість ідеального холостого ходу пропорційна напрузі живлення якоря та зворотно пропорційна магнітному потоку збурення ротора, для розширення швидкісного діапазону, при неможливості управляти магнітним потоком, потрібне збільшення напруги живлення. У деяких, відносно невеликих межах, векторне управління може послабити потік збурення в таких електродвигунах, що дає можливість розширити діапазон робочих обертів, але це призводить до нераціонального використання електроенергії і зниження ККД.

Відносно недорогими і широко розповсюдженими є синхронні електричні машини з електромагнітним збуренням, оскільки вони застосовуються як генератори змінного струму, в тому числі і як автомобільні генератори. Також вони застосовуються як тягові у сучасних електромобілях. Саме цей тип електричних машин був вибраний для виготовлення ВЕД тягового електроприводу базового автомобіля, переобладнаного в гібридний. Незважаючи на дещо нижчі показники ККД, винтильні електродвигуни, які базуються на синхронних електричних машинах з електромагнітним збудженням, мають, крім невисокої вартості, також ряд інших значущих переваг:

- здатність реалізувати регулювання швидкості обертання у ширшому діапазоні завдяки управлінню потоком збудження. Це дозволяє збільшити передавальне число від ВЕД до ведучих коліс, підсилюючи пусковий крутний момент і забезпечуючи необхідну максимальну швидкість;

- значне зниження гальмівного моменту, коли машина не під напругою, що покращує коефіцієнт корисної дії під час розгону електромобіля або гібридного автомобіля;

- простота та ефективність керування ВЕД у генераторному режимі під час рекуперації, через регулювання відносно невеликого струму збудження;

- можливість працювати без ризику перенапруги у силовій електроніці, навіть при кутових швидкостях, що істотно вищі за оптимальну швидкість холостого ходу. Це важливо для гібридних автомобілів у режимі примусового холостого ходу ВЕД при русі на ДВЗ з високою швидкістю. ВЕД із постійними магнітами мають ЕРС обертання, яка пропорційна кутовій швидкості, що вимагає силових ключів з робочою напругою у 3-4 рази вищою, ніж напруга тягової батареї, збільшуючи вартість інвертора і знижуючи ККД. Натомість ВЕД із електромагнітним збудженням не стикаються з такою перенапругою, тому робоча напруга ключів повинна бути тільки приблизно на 20% вищою за напругу тягової батареї.

Усі переваги ВЕДЕМ перед ВЕДПМ мають і АЧКЕД. При цьому асинхронна електрична машина має більш просту та технологічну конструкцію, крім того, необхідний датчик кутової швидкості тягового АЧКЕД простіший і дешевший за датчик абсолютного положення ротора, який необхідний для тягових ВЕДПМ і ВЕДЕМ. Більш складний алгоритм векторного регулювання АЧКЕД ускладнює мікропроцесорне управління, але сьогодні це не призводить до суттєвого підвищення ціни електроприводу. Перераховані аргументи роблять АЧКЕД одним з найбільш привабливих для застосування в якості тягового електродвигуна електромобілів і гібридних автомобілів.

У зв'язку зі складними умовами експлуатації тягового електродвигуна важливим завданням є забезпечення мінімальних шумів і вібрації. Тому різні дослідники займаються вивченням причин виникнення і пошуком способів мінімізації даної проблеми: розробки способів зменшення електромагнітних вібрацій трифазових асинхронних двигунів. Досліджується вплив вібрації та шуму на асинхронний двигун з короткозамкненим ротором з подвійним похилим ротором (of Squirrel-Cage Induction Machine With Double Skewed Rotor). Визначено, що двигун працює безшумно, коли частота вібрації і частота електромагнітних силових хвиль знаходяться далі від власної частоти сердечника статора. Найбільш безшумний асинхронний двигун визначається шляхом порівняння з чотирма різними комбінаціями пазів.

Розроблені трансмісії на основі синхронного двигуна з постійними магнітами (PMSM) з векторним управлінням. Для покращення зворотного зв'язку щодо швидкості та надійності контролера двигуна був розроблений нечіткий самоналаштовуваний ПІД-регулятор (A fuzzy self-tuning PID controller). Це дасть можливість зменшити пульсації крутного моменту, спричинені зміною навантаження та зміною сигналу управління.

8.3.2. Вибір електродвигуна для тягового електроприводу

Правильний вибір тягового електроприводу електромобіля або гібридного автомобіля дає можливість отримати необхідні технічні, екологічні та експлуатаційні якості автомобіля.

При проектуванні тягових електродвигунів використовують різні критерії оптимальності. Для тягового двигуна електромобіля або гібридного автомобіля основним критерієм оптимальності можуть бути мінімальні втрати або максимум ККД. Це пов'язано з тим, що збільшення ККД напряду впливає на збільшення пробігу електромобіля протягом одного циклу розряду акумуляторної батареї (АБ). При цьому відбувається найбільш повне використання енергії АБ для корисної роботи. Досягненню цієї мети також служить здатність електродвигуна забезпечити рекуперативне гальмування і забезпечити мінімальний опір обертанню у знеструмленому стані. Цим критерієм достатньо добре задовольняє АЧКЕД.

Слід відмітити, що ККД у ВЕДПМ дещо вищий, ніж у АЧКЕД, однак, опір обертанню у знеструмленому стані в АЧКЕД суттєво менший. Електричне гальмування з рекуперацією енергії в АБ найбільш просто й ефективно досягається у ВЕДЕМ. В АЧКЕД здійснення цього режиму вимагає більш складних алгоритмів управління.

Залежно від призначення електроприводу регулювання швидкості обертання і зміна навантаження АЧКЕД виконується векторним або скалярним управлінням. У статичному (усталеному) режимі роботи електроприводу обидва варіанти регулювання практично еквівалентні. Але векторне регулювання забезпечує оптимальний режим роботи електродвигуна не тільки в стаціонарних режимах, але і в перехідних (динамічних) режимах. Таким чином попереджується затягування переходу на новий оптимальний режим при різких змінах навантаження або кутової швидкості, та, крім того, захищаються силові електронні ключі від перенапружень і перенавантажень по струму. У тяговому електроприводі електромобіля або гібридного автомобіля тривалість перехідних електромагнітних процесів, як правило, набагато менша, ніж тривалість перехідних процесів режиму руху транспортного засобу. Це дає можливість у більшості випадків розглядати тяговий електропривод як статичний об'єкт.

Тяговий асинхронний двигун з короткозамкнутим ротором в електромобілі навіть під час роботи у скалярному режимі контролера частоти-напруги поєднує в собі низку переваг: він є найпростішою електричною машиною змінного струму; має хороші пускові та регульовальні властивості двигуна постійного струму. Але, так як в асинхронному двигуні при векторному регулюванні є можливість роздільного управління моментом і полем, то це дає можливість гнучко адаптувати механічну характеристику під умови руху. Тому векторне управління більш перспективне саме в асинхронному тяговому електроприводі.

Значення компонентів вектора напруги статора в нерухомій трифазовій системі координат (фазних напруг) формуються при допомозі широтно-імпульсної модуляції (ШІМ). Частота ШІМ вибирається з мінімуму втрат у феромагнітному матеріалі та силових електронних ключах. Алгоритм ШІМ (векторна ШІМ) у сучасних АЧКЕД забезпечує максимальне використання напруги джерела постійного струму, що дає можливість зменшити фазні струми, а, значить, і теплові втрати у фазних обмотках. При векторній ШІМ реалізація вектора фазних напруг здійснюється за допомогою базових векторів у трифазній системі координат

Поряд з цим важливими критеріями вибору електродвигуна є мінімальна вартість, мінімальна маса, мінімум провідникових і феромагнітних матеріалів. Цього можна досягти, підвищуючи робочі оберти електродвигуна. В електромобілях і гібридних автомобілях робота електродвигуна, як правило, відбувається в широкому діапазоні обертів електродвигуна. Асинхронна електрична машина має просту і міцну конструкцію ротора, що дає можливість розширити робочий діапазон в область високих обертів і тим самим оптимізувати АЧКЕД за вказаними критеріями. Оскільки у зв'язку зі складними умовами експлуатації з підвищенням обертів тягового електродвигуна ускладнюється завдання забезпечення мінімальних вібрації та шумів.

Асинхронна електрична машина має просту й міцну конструкцію ротора, що дає можливість розширити робочий діапазон в область високих обертів і тим самим оптимізувати АЧКЕД за вказаними критеріями.

Незважаючи на всі переваги асинхронних електродвигунів, їх ресурс не завжди задовольняє вимогам, які висуваються до них при використанні у якості тягових двигунів. Щорічно близько 20-25% від загальної кількості встанов-

лених асинхронних електродвигунів потребують ремонту. В залежності від виду відмов їх ремонт здійснюється власними силами (в межах підприємства, що експлуатує електродвигун) або спеціалізованими організаціями. Причинами таких відмов є недостатній контроль якості проектування, виготовлення й експлуатації. Ремонт електродвигунів часто проводиться з розбиранням і заміною деталей. При цьому надійність роботи двигунів суттєво знижується. У зв'язку з цим діагностування якості ЕД на стадії виробництва, при приймально-здавальних випробуваннях і в процесі експлуатації є одним з найважливіших способів підвищення надійності та економічної ефективності обладнання. Тому технічний стан АД необхідно оцінювати на різних етапах життєвого циклу. Це є запорукою його надійної роботи. При цьому особливе значення має вибір методу дослідження ЕД, що працюють в динамічних режимах експлуатації механічних та електричних навантажень.

У зв'язку зі складними умовами експлуатації тягового електродвигуна автомобілів важливим є забезпечення мінімальних шумів і вібрації. Режим роботи електродвигуна з довільним чергуванням режимів розгону, гальмування і руху з усталеною швидкістю, подолання підйомів і спусків, короткочасних стоянок на зупинках, заторах, світлофорах, перехрестях і «випадкового» навантаження на систему тягового електроприводу. Така динаміка є причиною виникнення підвищеної вібрації електродвигуна. Основні джерела вібрації електромагнітного, механічного та аеродинамічного походження асинхронного електродвигуна детально розглянуті у роботах [20, 26, 34, 50, 51].

Створення асинхронних електродвигунів із заданими рівнями вібрації, а значить і надійності, пов'язане з оптимізацією численних конструктивних і технологічних завдань. З точки зору підвищення надійності та ресурсу найнебезпечнішими є вібрації в діапазоні частот від робочої частоти обертання до 10 кГц. Практика показала, що розрахункові методи визначення рівнів вібрації, збурюваної електромагнітними і динамічними силами мають малу збіжність з реальними значеннями в електродвигунах. При розрахунках рівнів вібрації електродвигунів, складені корпуси розглядаються як єдине ціле або як система, що складається з окремих корпусів, між якими немає механічного і теплового впливу в стиках. Деформація складених корпусів, деталей та елементів з нерухомими стиковими сполученнями зумовлена розподіленням контактних тисків у зоні стику, хвилястістю геометрії та площею контактних поверхонь. На роботу сполучень впливає площа і чистота сполучуваних поверхонь, а також властивості матеріалу (модуль пружності, твердість, коефіцієнт лінійного розширення).

Існуючі державні та міжнародні стандарти щодо обертальних електромашин встановлюють лише вимоги до їх рівнів вібрації. Питання методів проектування і виготовлення ЕД, пошуку критеріїв оцінки конструктивних і технологічних способів досягнення заданих рівнів вібрації часто вирішуються вже на практиці.

Відомі складні теоретичні методи розрахунків допустимих і заданих рівнів вібрації. Вони мають недостатню достовірність, оскільки не можуть урахувати багато конструктивних, технологічних і динамічних чинників технічного стану, які існують в реальних ЕД. Вплив цих чинників на реальну якість ЕД вимагає проведення великого обсягу експериментальних робіт, які полягають

у доведенні ЕД до проектного технічного рівня шляхом розробки конструктивних і технологічних способів зниження вібрації макетних і дослідних зразків, вузлів та агрегатів машин. Такі заходи дають можливість підвищити їх безвідмовність, довговічність, ресурс, зменшити шкідливий вплив на людину та довкілля, знизити витрати на технічне обслуговування автомобілів у цілому.

Для нормування рівнів вібрації електричних машин з метою зниження шкідливого впливу високих рівнів вібрації на конструкцію, які знижують надійність і підвищують спрацювання машин розроблені стандарти (розділ 6). Основним недоліком цих стандартів щодо нормування вібрації є обмеження рівнів вібрації на окремих частотах, ділянках спектра або по загальному рівню, а не по всьому спектру збудованих вібрацій. Це не дає можливості оцінювати по рівням вібрації вплив усіх діючих джерел (рис. 2.25, 2.26, табл. 2.6) на технічний стан для доведення конструкції та технологічних процесів виробництва електричних машин. Нормування вібрації по всьому спектру (від 5 Гц до 10 кГц) дає можливість контролювати якість виробництва та зміни технічного стану машин при технічному обслуговуванні в експлуатації.

Досягнуте підвищення надійності електродвигунів за рахунок зниження вібрації виявляється недостатнім для здійснення типізації конструкторських і технологічних рішень стосовно тягових електродвигунів автомобілів, що працюють у важких навантажувальних і швидкісних режимах з постійними пульсуючими моментами і складними перехідними електромагнітними процесами, зумовленими умовами експлуатації й управління рухом.

8.3.3. Методи і засоби досліджень

За критерій оцінки якості електродвигунів прийняті їх вібраційні характеристики, оскільки вони є основним показником досконалості їх конструкції та технології.

Їх достовірність базується на властивостях вібраційних процесів таких, як:

- висока чутливість вібраційних сигналів до зовнішніх впливів;
- прямий зв'язок вібраційних процесів із технічним станом та динамікою обладнання;
- залежність вібрацій від змін навантаження, частоти обертання;
- вплив геометричних, конструктивних і технологічних параметрів;
- чутливість до режимів робочих процесів.

Висока діагностична універсальність вібраційних методів використовується для діагностування динамічних характеристик ЕД: жорсткості; власної частоти елементів механічних систем; пружних властивостей конструкції. Зміна цих характеристик відбувається при зовнішніх управляючих впливах і внутрішніх взаємодій деталей ЕД в процесі його роботи.

За рівнем вібрації електродвигуна можна визначати дефекти проектування і виробництва, а в експлуатації – їх несправності. Висока універсальність, чутливість та вибірковість вібраційних сигналів дає можливість діагностувати окремі дефекти та взаємозв'язок механічних, магнітних та електричних систем (рис. 8.25).

В основу розробки електродвигунів зниженої віброактивності покладені натурні дослідження вібраційних характеристик аналогів електродвигунів, ста-

тистична обробка спектрів вібрації аналога і розроблених макетних і дослідних зразків електродвигунів, порівняння, узагальнення результатів досліджень.

За базовий аналог електродвигуна прийняті асинхронні малошумні двигуни типу АН потужністю від 25 кВт до 90 кВт високої технології серійного виробництва. За рівні вібрації прийняті третьоктавні значення віброприскорень в децибелах (дБ) в області частот від 5 Гц до 10 кГц в режимі холостого ходу. В цій області частот проявляються вібрації, збурювані всіма дефектами електродвигуна (рис. 8.21).

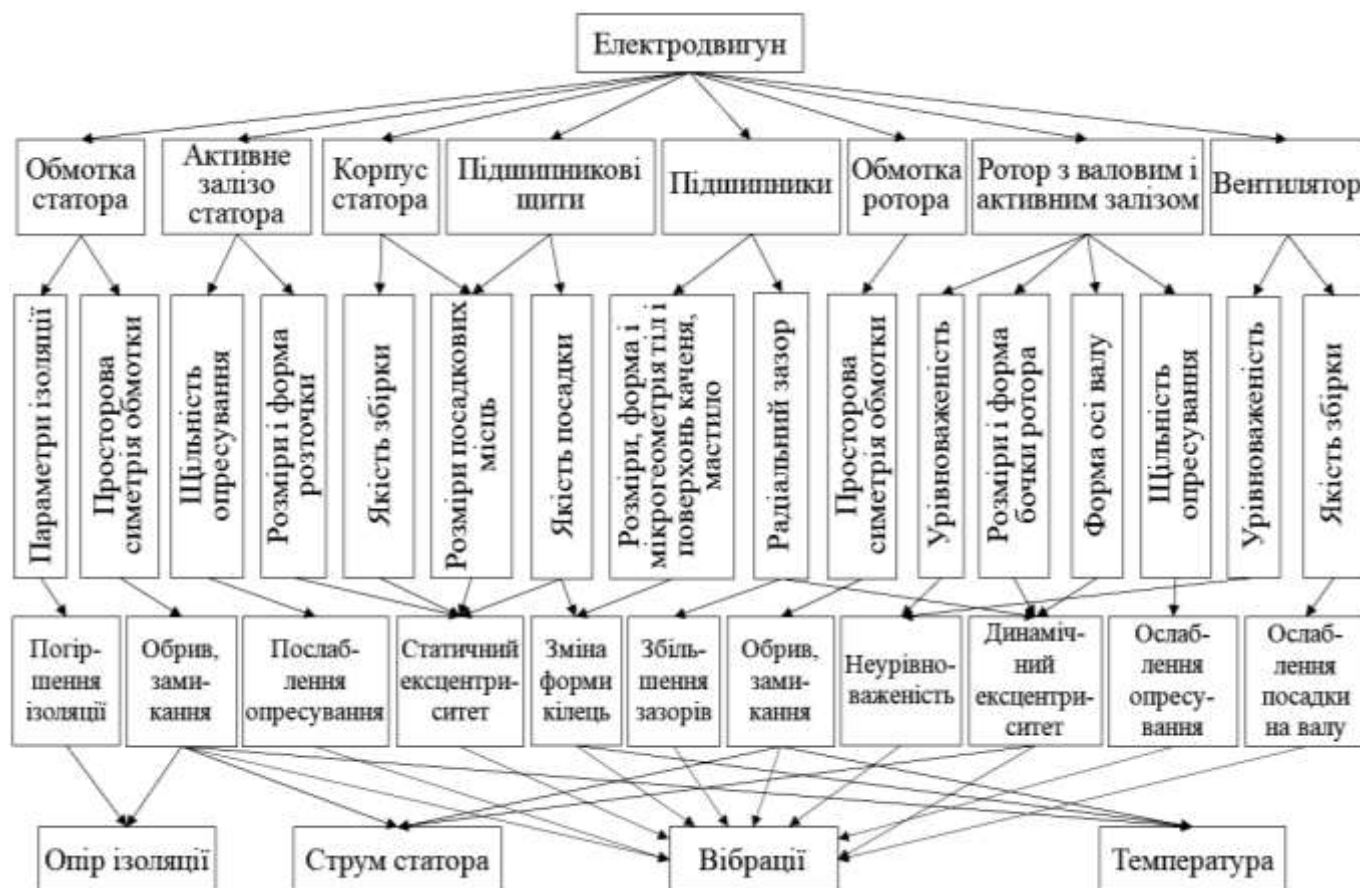


Рис. 8.25. Віброакустична граф-модель асинхронного електродвигуна

Об'єм вимірювання вібрації. Рівні вібрацій електродвигунів вимірювались в децибелах за середнім квадратичним значенням віброприскорень. За базові вібраційні характеристики електродвигунів типу АНУ 92-2 прийняті третьоктавні рівні віброприскорень і вузькосмугові спектри вібрації з шириною смуги 3-10% в області від 5 Гц до 10кГц в режимах холостого ходу і під навантаженням.

Дослідження електродвигунів проводили на спеціальному стенді (рис. 7.8, 7.9) з віброакустичною розв'язкою, що виключає вплив перешкод в точках вимірювання вібрації. За умовний нульовий рівень вібрації прийнято прискорення a , яке дорівнює $3 \cdot 10^4$ м/с².

Досліджуваний двигун у режимі номінального навантаження було з'єднано з навантажувальною машиною за допомогою карданного валу. Пристрої віброакустичної ізоляції стенда забезпечували зниження рівня перешкод у частотному діапазоні вимірюваної вібрації працюючого двигуна на 8-10 дБ. Рівні перешкод були визначені в точках вимірювання вібрації на непрацюю-

чому двигуні при увімкненні всіх допоміжних механізмів і пристроїв стенду, необхідних для його функціонування.

Вимірювання вібрації двигуна проводились після його прогріву в режимі холостого ходу протягом 30 хвилин. Для цього використовувалося експериментальне обладнання фірми Brüel & Kjær (Данія), зокрема, аналізатори частот типів 2120, 2130, 2133; віброперетворювач типу 4376; підсилювач заряду типу 2635.

Методика монтажу двигуна на віброізолятори типу АКСС, а також точки і напрямки вимірювання вібрації фланцевих електродвигунів представлені на рис. 8.26.

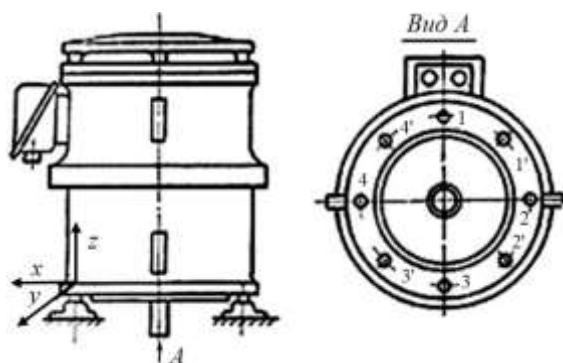


Рис. 8.26. Способи установки електродвигуна на віброізолятори і точки вимірювання вібрації:

1, 2, 3, 4 – точки кріплення віброізоляторів; 1', 2', 3', 4' – точки вимірювання вібрації; x, y, z – напрямки вимірювання вібрації

Віброізолятори АКСС підбирали з таким розрахунком, щоб частота вільних коливань знаходилася в межах $0,5 > f_c > 2,5$ частоти обертання валу двигуна. Кріплення електродвигуна на віброізоляторах здійснювалось спеціальними пристроями і гвинтами (рис. 8.27) з майданчиком і різьбою для встановлення та кріплення віброперетворювача.

Віброперетворювач типу 4376 встановлювався на головці гвинта, що кріпить двигун до віброізоляторів. Кріплення віброперетворювача здійснювалось спеціальною гайкою (4, рис. 8.27) із заданим зусиллям затяжки. Такі кріплення віброперетворювача виключали вплив способу кріплення на достовірність вимірювань вібрації, збурюваної електродвигуном.

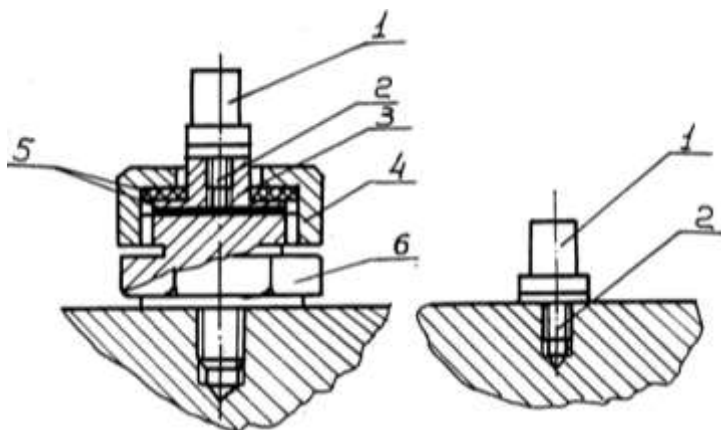


Рис. 8.27. Спосіб кріплення віброперетворювачів:

1 – віброперетворювач; 2 – шпилька різьбова; 3 – перехідник; 4 – накидна гайка; 5 – електроізоляційні прокладки; 6 – гвинт

У статистичну обробку спектрограм вібрації серійних конструкцій електродвигунів входило визначення мінімальних, максимальних і середніх арифметичних і середньоквадратичних відхилень від їх середнього значення. За оціночні рівні вібрації досліджуваних двигунів приймали середні значення вібрації вибірки не менше 20 двигунів. Рівень технології виробництва електродвигунів визначали за розкидом значень мінімальних і максимальних рівнів вібрації. Вибір конструктивних рішень щодо зниження вібрації електродвигунів здійснювався за джерелами високих рівнів вібрацій, збудованих конструктивними і технологічними дефектами досліджуваних двигунів при їх живленні від мережі 380 В і частоті 50 Гц. Живлення електродвигунів від мережі 380 В і частоті 50 Гц прийняте для полегшення практичної реалізації приймальних випробувань на підприємствах, що їх виготовляють.

Основні джерела вібрації, збудованої дефектами аналога представлені на рис. 2.12, 8.28 піками від А до К, а основні їх групи – частотними діапазонами І, ІІ, ІІІ. Третя група джерел, що збудовують вібрації електродвигунів, не нормується.

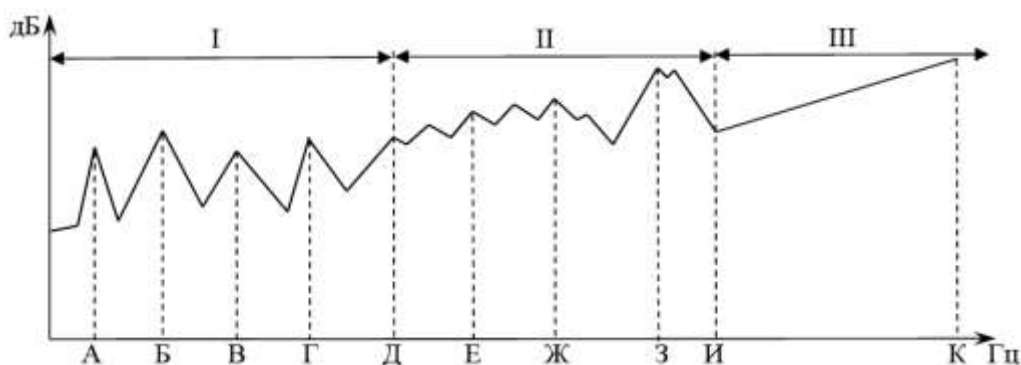


Рис. 8.28. Типовий спектр вібрації електродвигуна на підшипниках кочення

На рис. 8.28:

- пік А – на частоті обертання від нерівноваженості частин, що обертаються (рис. 8.29, 50 Гц);
- пік Б – на подвійній частоті обертання (100 Гц);
- пік В – на частоті живлення (50 Гц);
- пік Г – на подвійній частоті живлення (100 Гц);
- область ДЖ – широка смуга спектра максимальних рівнів вібрації, збудованої підшипниками кочення (400 Гц-5 кГц);
- пік Е – на частотах, збудованих аеродинамічними силами (1200 Гц);
- пік З – на частоті, збудованої зубцевим полем (630 Гц);
- область Е-З – широка смуга спектра максимальних рівнів вібрації, збудованої механічними і магнітними джерелами, і поява резонансних явищ деталей і вузлів;
- область Е-К – збільшення рівнів вібрації, зумовлене погіршенням параметрів змащування та спрацювання поверхонь кочення;
- область И-К – рівні вібрації, зумовлені резонансними явищами, силами тертя і спрацювання підшипника (И = 20 кГц, К = 30 кГц).

Діагностування механічних і магнітних джерел вібрації двигунів типу АН в частотних діапазонах основане на виділенні й аналізі дискретних складових високих рівнів вібрації аналога (рис. 8.29).

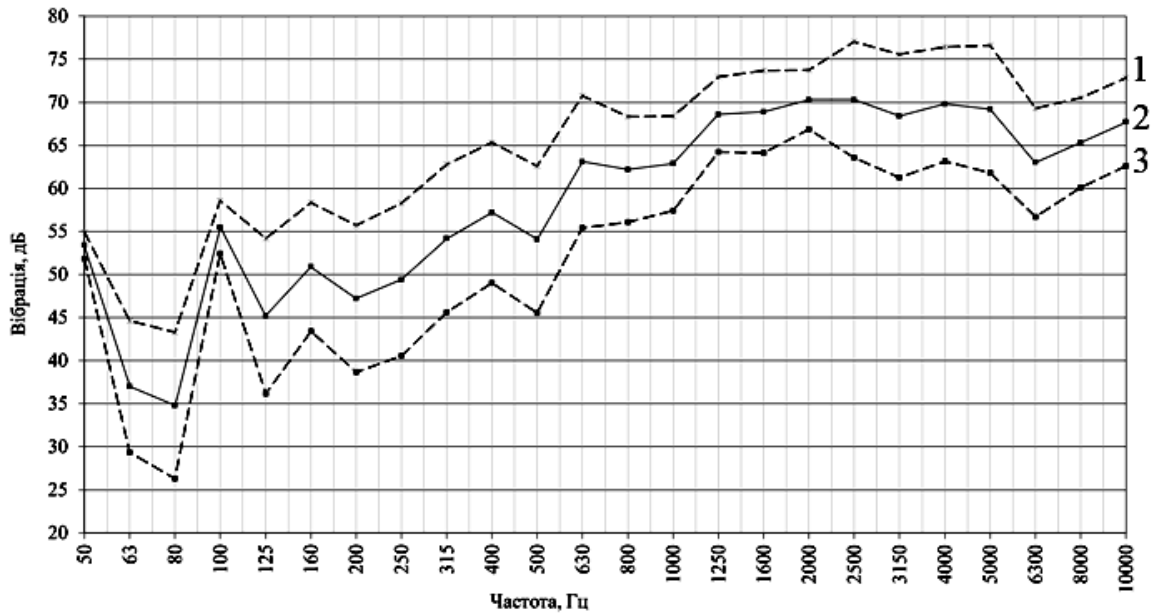


Рис. 8.29. Спектр вібрації досліджуваного аналога електродвигуна АНУ 92-2 М362:

1, 3 – максимальні та мінімальні рівні вібрації; 2 – середньоарифметичні значення

8.3.4. Визначення допустимої вібрації електродвигунів

Проведений аналіз більше 200 спектрів вібрації електродвигунів типу АН на підшипниках кочення ШЗ п'ятого класу точності вертикального виконання і горизонтального на лапах дав можливість визначити (за джерелами вібрації, рис. 8.2) основні дефекти електродвигунів і розробити способи доведення електродвигунів до норм вібрації. Типовими способами доведення були проточка ротора і регулювання зусилля попереднього натягу підшипників електродвигуна.

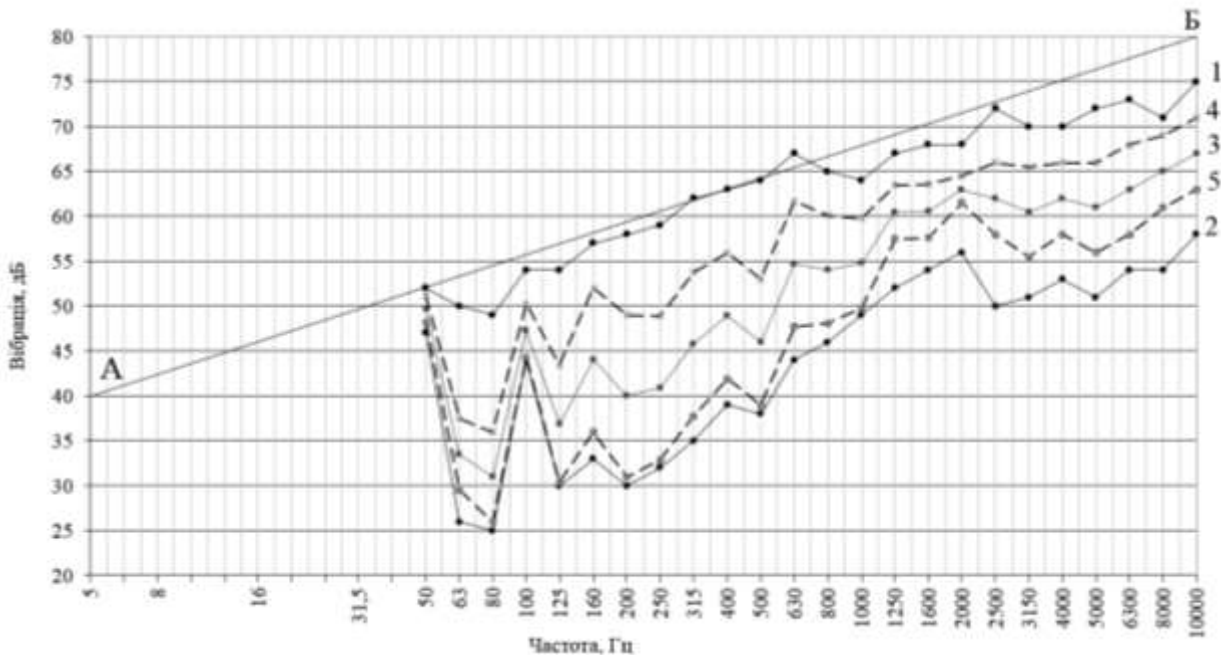


Рис. 8.30. Спектрограми вібрації електродвигуна АНУ 92-2 М362 в режимі холостого ходу:

1, 2 – максимальні та мінімальні значення рівнів; 3 – середні значення рівнів; 4, 5 – середні квадратичні відхилення рівнів

Статистичний аналіз вібрації дво полюсних асинхронних ЕД (аналога) АНУ 92-2 потужністю 90 кВт на підшипниках кочення ШЗ показав, що при одній технології виробництва отримані великі розкиди рівнів вібрації між мінімальними і максимальними значеннями. Велика нестабільність (розкид) рівнів вібрації пояснюється дефектами конструкції та технологією виробництва.

Спектри вібрації електродвигуна АНУ 92-2 М362 в режимі холостого ходу представлені на рис. 8.30. Вібраційні характеристики прийняті як допустимі вібронавантаження електродвигунів. Зниження рівнів вібрації нижче прямої АБ призводить до підвищення надійності та ресурсу електродвигунів.

Для подальшого підвищення надійності та ресурсу ЕД за базові початкові рівні вібрації прийняті досягнуті значення спектрів, які апроксимує пряма АБ з різницею рівнів вібрації 40 дБ на частоті 5 Гц і 80 дБ на частоті 10 кГц. Нахил прямої АБ з різницею 40 дБ між частотою 5 Гц і частотою 10 кГц є рівноресурсною вимогою до рівнів вібрації, збурюваної всіма дефектами ЕД.

8.3.5. Розробка класів вібрації електродвигунів

За подальше підвищення якості ЕД прийнята відома залежність.

Зниження вібрації на 8 дБ (у нашому випадку нижче прямої АБ) вказує на перехід машини в інший, більш високий клас, технічного стану. На цій підставі розроблені класи В, Г, Д, Е норм вібрації електродвигунів на холостому ходу та під навантаженням з частотою обертання до 3000 хв⁻¹ (рис. 8.31).

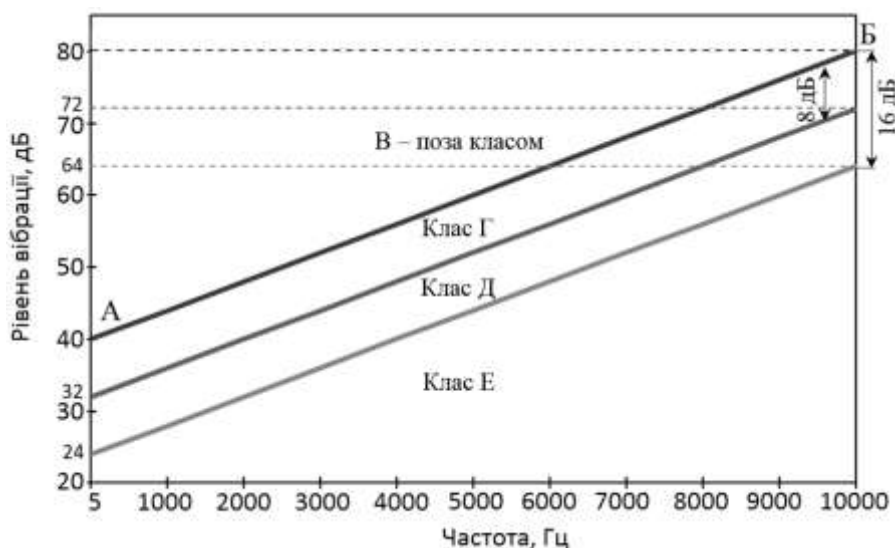


Рис. 8.31. Діапазони класів вібрації електродвигунів

Електродвигуни класу В з рівнями вібрації 48 дБ на частоті 5 Гц і 80 дБ на частоті 10 кГц мають знижену надійність порівняно з класом вібрації Г.

Клас Г з рівнями вібрації <40 дБ на частоті 5 Гц і <80 дБ на частоті 10 кГц.

Клас Д з рівнями вібрації <32 дБ на частоті 5 Гц і <72 дБ на частоті 10 кГц.

Клас Е з рівнями вібрації <24 дБ на частоті 5 Гц і <64 дБ на частоті 10 кГц.

Двигуни з рівнями вібрації вище прямої АБ (клас В) до використання в електромобілях не рекомендуються через високі рівні вібрації, які знижують надійність, прискорюють процеси спрацювання і можуть шкідливо впливати на людей та довкілля.

Дана класифікація призначена для контролю асинхронних електродвигунів при прийнятно-здавальних випробуваннях.

У табл. 8.8, 8.9 представлені дані статистичної обробки спектрів вібрації по 20 електродвигунах аналогів (рис. 8.25) АНУ 92-2 з кріпленням на лапах (М362) і вертикальних з кріпленням на фланці (М212) серійного виробництва.

Таблиця 8.8

Кількість електродвигунів АНУ 92-2 (М362), що не задовольняють зниженню вібрації нижче прямої АБ на 6 дБ

Частота, Гц	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
Кількість, %							100	5		10	10	19	15	10	10

Частота, Гц	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
Кількість, %	15	10	24	10		24	5		5						
Під навантаженням							76	90	10	5	5	5			

Таблиця 8.9

Кількість електродвигунів АНУ 92-2 (М212), що не задовольняють зниженню вібрації нижче прямої АБ на 6 дБ

Частота, Гц	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315
Кількість, %							100			80		20	10		

Частота, Гц	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000
Кількість, %	50		20	40		30	10		10						
Під навантаженням							100	100	10		10	10		10	

При випробуваннях електродвигунів під навантаженням (табл. 8.8, 8.9) визначався тільки вплив на рівні вібрації електромагнітних сил. Це область частот вище 1600 Гц. Рівні вібрації електродвигунів у низькочастотній області не приводяться через існуючі перешкоди, які створюються сполученням випробовуваного електродвигуна з навантажувальною машиною.

З табл. 8.8, 8.9 випливає, що для зниження вібрації на 6 дБ нижче прямої АБ до класу Г (рис. 8.31) потрібне суттєве допрацювання конструкції та технології аналога. Максимальні рівні вібрації, збурюваної підшипниковими вузлами, які не задовольняють зниженню нижче прямої АБ на 6 дБ, знаходяться в області частот від 160 Гц до 1250 Гц, а електромагнітними силами (під навантаженням) – в області частот від 1600 Гц до 2500 Гц.

Тому для досягнення рівнів вібрації класів Г, Д, Е названі джерела вібрації визначають основні завдання покращення вібраційних характеристик електродвигунів. Зниження вібрації на частоті обертання 50 Гц представляється можливим за рахунок удосконалення конструкції балансувальних кілець і технології балансування окремо ротора та складеного електродвигуна. На високі рівні вібрації на подвійній частоті обертання (100 Гц) впливає неспіввісність, овальність частин, що обертаються, та якість електроенергії живлення двигуна.

Внаслідок технологічного розкиду геометричних розмірів деталей, зазорів і натягів підшипникового вузла оптимальна величина зусилля попереднього натягу підшипників конкретного підшипникового вузла має різні значення. У зв'язку з цим забезпечення високої точності кінематичного ланцюга деталей, що обертаються, конструктивної технологічності складання, виключення монтажних дефектів і покращення динамічних віброакустичних властивостей конструкції є основною мірою зниження вібраційних характеристик ЕД і підвищення їх стабільності.

Для досягнення рівнів вібрації електродвигунів класу Д, збудованих магнітними джерелами, необхідно провести дослідження щодо зниження вібрації, збудованої основними джерелами: повітряний зазор між ротором і статором; форма паза магнітопроводу ротора; вплив індукції в зазорі магнітопроводів ротор-статор; вплив якості електроенергії живлення асинхронного двигуна.

Методи оцінки ресурсу машин на основі вібраційних характеристик дозволяють прогнозувати збільшення ресурсу електродвигунів класу Г. Очікується, що електродвигуни класу Д зможуть досягнути подвоєння ресурсу, а двигуни класу Е – потроєння ресурсу у порівнянні з двигунами класу В, що мають вібрації вище встановленої норми, визначеної лінією АБ.

8.3.6. Розробка конструктивних і технологічних способів зниження вібрації електродвигунів

Для розробки заходів щодо створення електродвигуна пониженої вібрації, що задовольняють вимоги класів вібрації Г, Д, Е (рис. 8.31) визначені джерела високих рівнів вібрації, представлені спектрами на рис. 8.28.

Аналіз вібраційних характеристик електродвигуна (ЕД) дозволяє встановити конкретні завдання для удосконалення його конструкції та виробничого процесу. Ось перелік можливих напрямків для поліпшення.

1. Замінити підшипники кочення класу ШЗ на менш шумний клас ШБ.
2. Перейти від технології подетального складання підшипникових вузлів до повузлового, що може підвищити якість і зменшити складність процесу.
3. Оптимізувати повітряний зазор між ротором і статором електродвигуна.
4. Зменшити вплив магнітних джерел вібрації, використовуючи оптимальну форму паза ротора.
5. Підвищити конструктивну та технологічну якість електродвигуна, зокрема, забезпечити співвісність магнітопроводів статора та ротора. Це можна досягти шляхом:
 - розточування статора та збірки електродвигуна в одному і тому ж обладнанні;
 - незалежне складання статора та ротора з подальшим їх спільним контролем.
6. Застосувати результати досліджень для оптимізації посадок і зазорів у підшипникових вузлах, відповідно до знайдених даних.
7. Підвищити точність складання підшипникових вузлів та ЕД загалом, щоб зменшити вібрацію та покращити експлуатаційні характеристики.
8. Поліпшити динамічні характеристики ЕД, зокрема, встановити оптимальну відстань між підшипниковими опорами та врахувати розподіл жорст-

кості корпусу та власних частот двигуна, для забезпечення кращої стабільності роботи.

Дослідження проводили експериментально на прототипах і нових конструкціях електродвигунів.

Оцінка ефективності внесених у конструкцію і технологію виготовлення змін на зниження вібрації – нижче допустимих значень прямої АБ (рис. 8.31).

Технічний рівень внесених змін в технологію виготовлення і складання ЕД оцінювався за класами їх вібрації Г, Д, Е та розкидами мінімальних і максимальних рівнів вібрації та середньоквадратичних відхилень від їх середнього значення.

8.3.7. Вплив якості підшипників кочення на рівні вібрації електродвигунів

Вплив якості підшипників кочення на рівні вібрації асинхронних ЕД потужністю 30 кВт і частотою обертання 3000 хв^{-1} показано на рис. 8.32, де 1 – рівні вібрації електродвигуна на підшипниках нормалізованого ряду, 2 – на малошумних підшипниках класу ШЗ. Рівні вібрації електродвигуна на підшипниках Ш1 і Ш2 займають проміжні значення.

На рис. 8.32 приведені середні значення вібрації, виміряні для трьох ЕД.

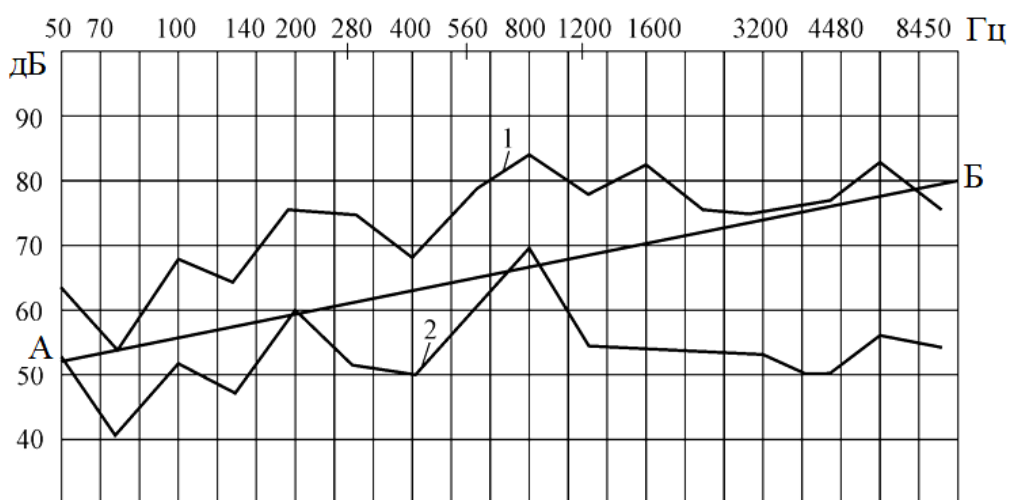


Рис. 8.32. Середні значення рівнів вібрації електродвигунів у третьоктавному спектрі

З наведених спектрів видно, що використання малошумних підшипників суттєво впливає на рівні вібрації електродвигуна. Основний вклад у зниження рівнів вібрації електродвигуна вносить безпосередньо якість підшипників та умови їх роботи в підшипникових вузлах такі, як натяг підшипників на вал, зазор підшипник-капсуль, перекося внутрішнього кільця підшипника на валу при перпендикулярності торця шийки вала й овальності шийки вала.

Типовий спектр 1 вібрації підшипника і пряма АБ рівноресурсного обмеження гранично допустимої вібрації для електродвигуна приведені на рис. 8.17, а в табл. 8.10 – рівні вібрації Г, Д, Е, що задовольняють допустимим рівням і перевищують (позначені знаком +) значення прямої АБ на частотах 50 Гц, 2000-3150 Гц та 10 кГц для кожного випробуваного підшипника і під-

шипникового вузла. На рис. 8.17 показані рівні И, Л, В вібрації підшипників для класів шумності Ш1-Ш6 (табл. 8.10).

Таблиця 8.10

Результати статистичної обробки вимірювання вібрації підшипників і підшипникових вузлів, випробуваних на стенді

Підшипник		Різниця між допустимим і вимірним значеннями вібрації, дБ (рис. 8.33)								
Клас точності (шумності)	Типорозмір	И	Л	В	Г	Д	Е	К	Ж	З
P0	306	47	83	83	5	+10	+3	2	+3	+4
	313	49	90	87	3	+17	+7	4	+5	2
	322	61	99	97	+9	+26	+17	+12	+10	0
P5 QE1 (Ш1)	306	49	78	75	3	5	5	7	3	+5
	313	47	85	79	5	+12	1	1	2	14
	322	60	94	90	+8	+21	+10	+5	+3	11
P5 QE2 (Ш2)	306	44	75	72	10	2	8	8	8	7
	313	46	82	77	8	+9	3	2	15	16
	322	59	91	87	+7	+18	+7	+4	0	13
P5 QE3 (Ш3)	306	43	72	71	11	1	9	9	12	8
	313	45	79	76	9	+6	4	3	9	18
	322	58	88	85	+4	+15	+15	+3	3	15
P5 QE6 (Ш6)	306	42	69	70	12	4	10	10	17	9
	313	44	76	75	10	+3	5	4	10	18
	322	57	85	83	+5	+12	+3	+6	9	16

Примітка. Знаком «+» відмічені перевищення допустимих значень над вимірними

Використання підшипників кочення 306, 313, 322 класів P0, Ш1, Ш2 (рис. 8.17, б) дає можливість отримати вібрацію класу Г тільки при використанні підшипників 306. При використанні підшипників класу P0 рівні вібрації в області частот 2500 Гц перевищують пряму АБ на 10-26 дБ (табл. 8.10), при використанні Ш1 – на 5-21 дБ, а при використанні Ш2 – на 2-18 дБ. Використання підшипників кочення 313 класу шумності Ш3, які застосовуються в аналогах двигуна АНУ 92-2, що призводить до перевищення прямої АБ (допустимої вібрації) на 6 дБ.

Однак, реалізувати віброакустичні властивості підшипників класу шумності Ш3 та Ш6 можна у підшипниковому вузлі. Порівняння спектрограм вібрації побудованих за середніми арифметичними значеннями рівнів вібрації шести вимірювань окремого підшипника (1) та підшипникового вузла (2) вказує на їх суттєву відмінність (рис. 8.33).

Зміщення частоти резонансу окремого підшипника (2000 Гц) і підшипникових вузлів (3150 Гц) пояснюється параметрами систем «вал-підшипник», «підшипник-капсуль» у підшипниковому вузлі з урахуванням посадки підшипника на вал з натягом і жорсткою фіксацією в капсулі.

Нормальні умови роботи підшипників у підшипниковому вузлі можна забезпечити відповідною якістю посадочних поверхонь валу і корпусу підшипникових вузлів, точністю виготовлення й однозначністю складання підшипникових вузлів і електродвигуна в цілому. Резерви зниження рівнів вібрації підшипникових вузлів у разі призначення оптимального натягу підшипників на шийку вала знаходяться в межах 5-8 дБ для більшості частот в області треток-тавного спектра від 160 Гц до 6300 Гц.

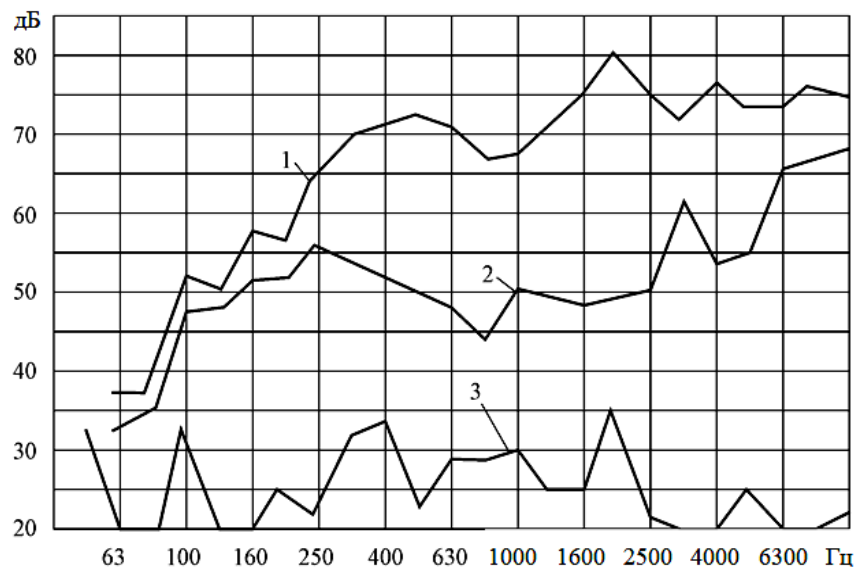


Рис. 8.33. Спектрограми вібрації окремого підшипника (1), підшипникового вузла (2) і стенда (3), рис. 7.5

Вібрація підшипників кочення 313 класу шумності ШЗ і ШБ в підшипникових вузлах (рис. 7.5, табл. 8.10, К, Ж, З) дає можливість отримати рівні вібрації ЕД класу Г, а застосування підшипників 306 – і клас Д (рис. 8.31).

8.3.8. Дослідження впливу зазора між магнітопроводами статора і ротора на вібраційні характеристики електродвигунів

Дослідження впливу величини зазору між магнітопроводами ротора і статора на рівні вібрації проводилися на дво-, чотири-, шести- та восьмиполюсних асинхронних двигунах потужністю від 20 кВт до 90 кВт, горизонтального та вертикального виконання, варіантів монтажу на лапах та фланці.

Було встановлено, що оптимальна величина зазору залежить від числа полюсів, габаритних розмірів, кількості пазів ротора і статора, а також від жорсткості коливальної системи "р«тор-статор" »вигуна.

З віддаленням магнітопроводів ротора і статора змінюються рівні вібрації від роторних і статорних гармонік магнітного поля, які можуть досягати оптимальних значень при певній величині зазора та співвідношенні кількості пазів ротора і статора для кожної конкретної конструкції двигуна. Виявлено, що збільшення зазору в інтервалі 0,24-0,4 мм не завжди веде до зниження рівнів вібрації двигунів.

Зниження рівнів вібрації на зубцевих частотах залежить від величини механічних складових в області дії магнітних сил. Вібрації, спричинені гармоніками магнітного поля, наприклад, наявністю на поверхні магнітопроводу шліців, зі збільшенням зазора знижуються в більшій мірі, ніж вібрації, спричинені зубцевим полем.

Визначені оптимальні величини зазора між магнітопроводами ротора і статора залежно від полюсності та габариту конкретних двигунів.

Для двополюсних двигунів 8 габариту оптимальний зазор є 1,2 мм, а зі зростанням габариту електродвигуна величина оптимального зазора збільшується на 0,05-0,1 мм на габарит.

Для зниження магнітної вібрації в електродвигунах в пази якорів і роторів інколи забивають магнітні клини. Магнітні клини призводять до більш рівномірного розподілення індукції у повітряному зазорі двигуна, і тим самим знижують збудовальні сили (рис. 8.34).

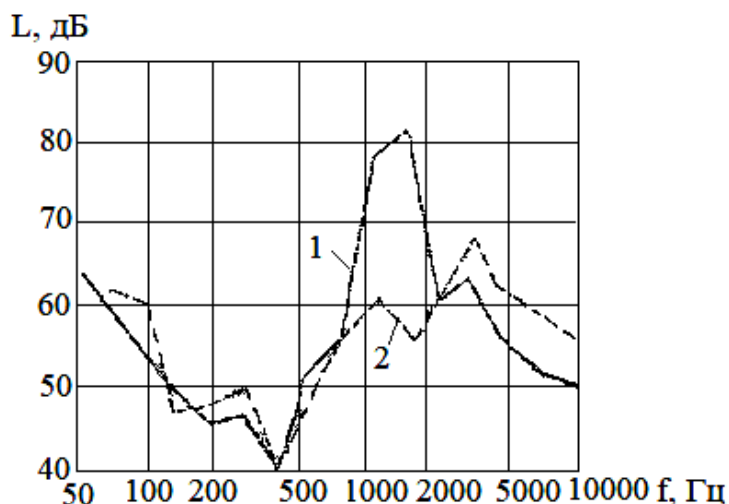


Рис. 8.34. Зниження рівнів вібрації при встановленні в пази якорів і ротора магнітних клинів:
1 – текстолітових; 2 – магнітних

8.3.9. Вплив форми пазу магнітопроводу ротора на вібраційні характеристики електродвигунів

У загальному випадку зниження магнітних вібрацій досягається за допомогою оптимального співвідношення кількості пазів статора і ротора, правильно підібраної величини повітряного зазору між магнітопроводами статора і ротора, скошу пазів ротора, зниженням електроцентриситету повітряного зазору, а також інших конструктивних та технологічних заходів.

Одним із способів досягнення зниження вібрацій є модифікація форми пазу ротора. Були досліджені трапецієподібні, Т-подібні та дугоподібні форми закритих пазів для асинхронних двигунів з двома, чотирма, шістьма та вісьмома полюсами.

Форми пазів випробовуваних роторів зображено на рисунку 8.35.

У пазах дугоподібної форми нахил дуги змінювався від правого до лівого краю паза через кожні 20 мм при наборі пакета магнітопроводу.

Вібраційні характеристики електродвигунів визначалися у режимах холостого ходу та при номінальному навантаженні в горизонтальному виконанні на лапах, вертикальному на лапах, і вертикальному на фланці.

У загальному випадку зниження магнітних вібрацій досягається за допомогою оптимального співвідношення кількості пазів статора і ротора, правильно підібраної величини повітряного зазору між магнітопроводами статора і ротора, скошу пазів ротора, зниженням електроцентриситету повітряного зазору, а також інших конструктивних та технологічних заходів.

Одним із способів зниження вібрацій є модифікація форми пазу ротора. Були досліджені трапецієподібні, Т-подібні та дугоподібні форми закритих пазів для асинхронних двигунів з двома, чотирма, шістьма та вісьмома полюсами.

Форми пазів випробовуваних роторів зображено на рисунку 8.35.

У пазах дугоподібної форми нахил дуги змінювався від правого до лівого краю паза через кожні 20 мм при наборі пакета магнітопроводу.

Вібраційні характеристики електродвигунів визначалися у режимах холостого ходу та при номінальному навантаженні в горизонтальному виконанні на лапах, вертикальному на лапах, і вертикальному на фланці.

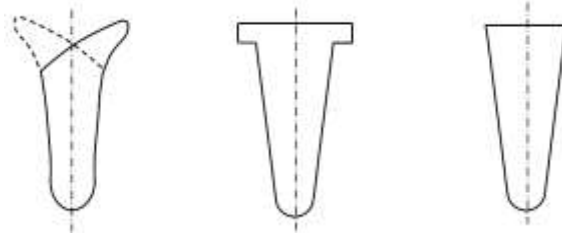


Рис. 8.35. Форми паза роторів:

а – дугоподібний паз; б – Т-подібний паз; в – трапецієподібний паз

Проведені дослідження показали, що форма пазу пакета магнітопровода ротора суттєво впливає на рівні вібрації електродвигунів в області магнітних частот і слабо впливає на інших ділянках спектра від частоти обертання до 1000 Гц. Виділити магнітну складову від впливу форми паза ротора на рівні вібрації на цій ділянці спектра не вдалося, оскільки розкид рівнів вібрації визначається механічними вібраціями: якістю підшипників, технологією виготовлення і складання деталей ротора та підшипникових вузлів.

Для двополюсного електродвигуна масою 830 кг, потужністю 90 кВт в режимах холостого ходу та номінального навантаження рівні вібрації електродвигуна з дугоподібним пазом ротора в області зубцевих частот на 7-8 дБ нижче порівняно з ротором, що має Т-подібний паз і на 14-15 дБ нижче рівнів вібрації електродвигуна з трапецієподібним пазом. Такі зниження вібрації магнітного походження укладаються в рівні вібрації класу Д і Е верхнього діапазону.

Для чотириполюсного електродвигуна такої самої маси, потужністю 18,5 кВт рівні вібрації електродвигуна з дугоподібним пазом ротора на 6-8 дБ нижче порівняно з роторами, що мають Т-подібний і трапецієподібний пази.

Шестиполюсний електродвигун масою 1300 кг і потужністю 75 кВт з дугоподібним пазом ротора на зубцевих частотах має рівні вібрації на 9-10 дБ нижче порівняно з роторами, що мають трапецієподібний і Т-подібний пази в режимі холостого ходу і на 5-7 дБ – в режимі номінального навантаження.

Восьмиполюсний електродвигун такої самої маси потужністю 30 кВт з дугоподібним пазом ротора має рівні вібрації в області магнітних частот на 4-7 дБ нижче порівняно з роторами, що мають Т-подібний і трапецієподібний пази.

Аналогічні результати отримані для інших типів ЕД різних монтажних виконань.

8.3.10. Вплив індукції в зазорі магнітопроводів ротор-статор на вібраційні характеристики електродвигунів

Дослідження впливу індукції у повітряному зазорі між магнітопроводами ротора і статора та у спинці статора на вібраційні характеристики проводились на двополюсних, чотирьохполюсних, шестиполюсних та восьмиполюсних

асинхронних двигунах шляхом порівняння спектральних складових вібрації двигунів з різними величинами індукції. Зменшення індукції забезпечувалося заміною обмотки статора.

Недоліком такої методики дослідження є необхідність перескладання ЕД, що вносило похибку в результати випробувань. Тому аналіз впливу величини індукції на вібраційні характеристики електродвигунів проводили в області зубцевих частот, де вплив перескладання на рівні вібрації є мінімальним.

Випробування електродвигунів проводили у трьох монтажних виконаннях: горизонтальному на лапах, вертикальному на лапах та на фланці. Випробування проводили в режимах холостого ходу та номінального навантаження.

Технічні характеристики електродвигунів приведені в таблиці 8.11.

Таблиця 8.11

Технічні характеристики електродвигунів

Параметри	Тип двигуна							
	двополюсний		чотириполюсн.		шестиполюсн.		восьмиполюсн.	
	почат.	дослід.	почат.	дослід.	почат.	дослід.	почат.	дослід.
Потужність, кВт	90	45	37	22	30	15	30	15
Ном. струм, А	178	91	73	43	66	32	80	40
Індукція у повітр. Зазорі	5610	3920	7110	5300	8860	6060	8780	5260
Індукція у спинці статора	11520	8070	12670	9400	11350	8500	7530	6150
Маса, кг	1050		510		540		700	

Вимірювання вібрації проводились на головках гвинтів, що кріплять ЕД через амортизатори до стенда (рис. 8.26, 8.27). Рівні вібрації у третьоктавних смугах частот визначались у децибелах за СКЗ коливального прискорення. Вимірювання вібрації проводилося у напрямку, перпендикулярному до площини кріплення.

Проведені дослідження показали, що зниження індукції на 25-40% приводить до зниження рівнів вібрації на зубцевих частотах до 7 дБ. Величина зниження залежить від монтажного виконання ЕД. Вона проявляється сильніше при кріплення ЕД на лапах (як вертикально, так і горизонтально) і слабше на фланці.

Для двополюсного електродвигуна вона складає 7-8 дБ при кріпленні на лапах і 2 дБ при кріпленні на фланці. Для чотириполюсного ЕД ці величини складають 4 дБ і 1 дБ відповідно. Для шестиполюсного ЕД при кріпленні горизонтально на лапах зниження складає 6 дБ, при кріпленні вертикально на лапах – 7 дБ і при кріпленні вертикально на фланці – 4 дБ.

Для восьмиполюсного електродвигуна зниження складає 5 дБ при кріпленні на лапах і 2 дБ при кріпленні на фланці.

8.3.11. Вплив якості електроенергії живлення асинхронних двигунів на рівні вібрації на частоті 100 Гц

Розглядається вплив спотворення форми кривої напруги та небалансу напруги мережі частотою 50 Гц на рівень вібрацій двополюсних, чотирьохполюсних, шестиполюсних та восьмиполюсних двигунів горизонтального вико-

нання на лапах потужністю від 30 кВт до 73 кВт з напругою живлення 380 В.

Показано, що при збільшенні коефіцієнта спотворення синусоїдальної форми напруги до 14%, зростає третя гармонічна складова напруги, в той час як п'ята і сьома гармонічні складові струму зменшуються, а рівні вібрацій двигуна на частоті 100 Гц практично не змінюються. При небалансі напруги мережі від 0,13% до 5% рівні вібрацій електродвигунів збільшуються на частоті 100 Гц у напрямку осі Z на 11-14 дБ та осі Y – на 13-18 дБ.

Проведені дослідження показують, що для визначення вібраційних характеристик при прийнятно-здавальних випробуваннях двигунів і під час їх експлуатації вимірювання повинні проводитися при різниці лінійних напруг мережі живлення не більше 4 В.

Спектри перехідних процесів пов'язані з їх тривалістю, тобто з часом від моменту увімкнення живлення до досягнення сталого режиму роботи. Чим коротші пускові режими, тим інтенсивніші вібраційні процеси (рис. 8.36).

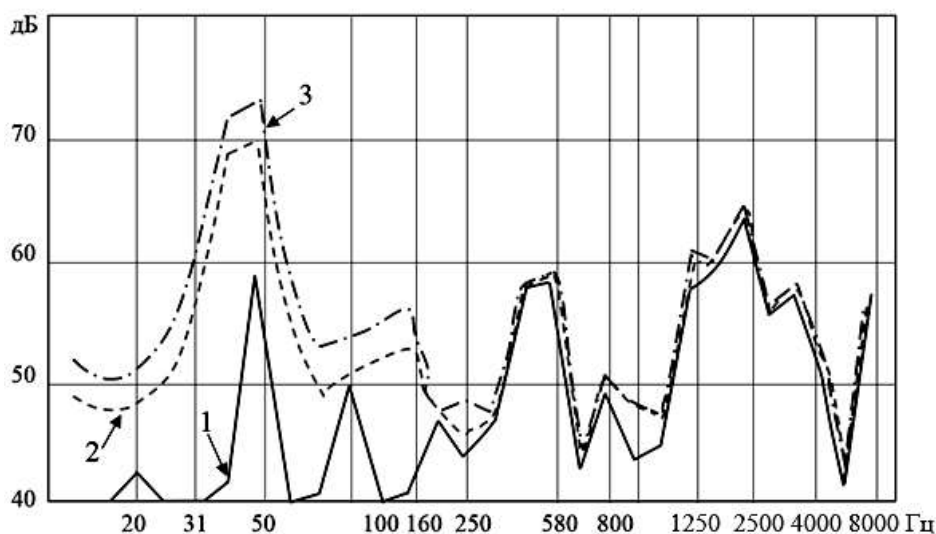


Рис. 8.36. Пускова вібрація асинхронного двигуна:
1 – режим холостого ходу; 2 – при пуску $t_0 = 8$ с; 3 – $t_0 = 4$ с

Розмахи коливань під час пуску мають максимальні значення у перші 120-150 мс, а потім, по мірі загасання електромагнітного перехідного процесу і досягнення ротором номінальної частоти обертання, знижуються до встановлених значень. Залежно від моментів інерції роторів і напруги, з яких здійснюються пуски, тривалість перехідних процесів в АД складає 75-500 мс.

Експериментальним шляхом визначено, що на зниження рівня вібрації, збурюваної магнітними джерелами впливає:

- повітряний зазор між ротором і статором;
- форма паза магнітопроводу ротора;
- індукція в зазорі магнітопроводів ротор-статор;

– якість електроенергії живлення асинхронного двигуна. Визначення вібраційних характеристик під час прийнятно-здавальних випробуваннях двигунів та їх експлуатації повинне проводитися у разі різниці лінійних напруг мережі живлення не більше 4 В. Коефіцієнт спотворення синусоїдальної форми напруги не повинен перевищувати 14%.

Для підвищення надійності та ресурсу ЕД, що працюють в автомобілях з

високими частотами обертання запропоновано оцінювати якість тягових електродвигунів за рівнем вібрації у частотному діапазоні від 5 Гц до 10 кГц.

8.3.12. Доведення вібраційних характеристик електродвигуна

8.3.12.1. Методика проведення досліджень власних і резонансних частот вібрації електродвигуна

Ресурс ЕД визначається не тільки робочими процесами, навантаженням і закладеною якістю виробництва, але й додатково вібронавантаженнями. Особливо це проявляється при появі резонансних явищ. Тому необхідним є дослідження динамічних характеристик ЕД.

Висока діагностична універсальність вібраційних методів використовується для діагностування динамічних характеристик ЕД: жорсткості; власної частоти елементів механічних систем; пружних властивостей конструкції. Зміна цих характеристик відбувається при зовнішніх керуючих впливах і внутрішніх взаємодіях деталей машин у процесі їх роботи. (підрозділ 5.12).

Як відомо, при ударному збуренні відгукуються власні частоти деталей і вузлів, що знаходяться недалеко від джерела збурення. Тому відгук вимірювали у місцях контролю на фланці у напрямку прикладення збурювальної сили. Найбільша амплітуда відгуку знаходиться, переважно, на першій власній частоті.

Розпізнавання місць невдалого розподілення власних частот, згинних коливань, рухомості в сполучуваних деталях ЕД у статистиці визначалось за появою окремих піків амплітуд резонансних явищ. Найбільші амплітуди відгуку на зовнішні впливи спостерігались на одній з власних частот деталей і вузлів.

Розпізнавання вимушеної вібрації від резонансної частоти в робочому стані визначалось шляхом зміни частоти обертання або стрімкої зупинки обертання. Якщо при незначній зміні швидкості обертання рівень вібрації досліджуваного джерела знижується, тоді причиною є резонанс.

У більш складних ситуаціях встановлювалось, як змінюється вібрація ЕД при зупинці. При наявності резонансу і стрімкої зупинки ЕД швидкість спадає швидко, а зниження рівнів вібрації на резонансній частоті запізнюється. Якщо резонансу немає, то рівні вібрації після зупинки ЕД стрімко знижуються.

Відлаштування власних частот і вимушених частот вібрації проводилося шляхом збільшення жорсткості та додаванням маси, збільшенням демпфування, щоб зменшити відгук ЕД на вимушену частоту. Це досягалось, наприклад, зміною кількості та місця установки ребер, а також їх розташування відносно розповсюдження хвиль коливань; зміною кількості пазів ротора, щоб перерозподілити енергію вимушених сил в області високих частот вібрації менше впливають на спрацювання підшипників і на ресурс ЕД в цілому (рис. 7.44, 7.45).

Зниження амплітуд вимушених сил проводилося шляхом відлаштування власних частот деталей від частоти вимушених сил, зниженням згинних коливань шляхом розчленування хвиль коливань установкою ребер різної форми та кутом відносно осі статора і ротора.

Кількість ребер корпусу визначає не тільки кількість власних частот, але і їх взаємне розташування у спектрі вібрації. В цілому, чим більше ребер, тим

більше розчленування хвиль коливань і власних частот деталей (корпуса), жорсткості корпуса і щита. Однак занадто велика жорсткість знижує ізоеластичність системи.

Вплив жорсткості ЕД на вібраційні характеристики визначали шляхом зміни відстані між опорами підшипників, товщини, кількості та розташування радіальних і кільцевих ребер корпуса і щита ЕД.

Точність технології виготовлення підвищувалася шляхом забезпечення можливостей співвісного розточування магнітопроводу статора і місць посадки підшипників, їх вузлів у корпусі ЕД, зміною технології складання підшипникових вузлів та ЕД в цілому.

Необхідне місцезрештування деталі по довжині валу, ребер на корпусах машин визначається експериментально за зниженням резонансної вібрації на заданій частоті при вільному переміщенні макета ребра по корпусу або деталі по валу. Для визначення небажаного перерозподілу вібрації знайдене місце установки на валу або макета ребра на корпусі уточнюється за зміною спектра вібрації ЕД по всьому спектру: від 5 Гц до 10 кГц, так як можливе перерозподілення вібрації в іншу небажану область спектра.

Податливість підшипникових вузлів ротора можна знизити шляхом підвищення жорсткості вала та відстані між опорами. Але при цьому необхідно зберегти оптимальну ізоеластичність конструкції. Дослідження відстані між опорами підшипникових вузлів проводилися на макеті електродвигуна АН потужністю 90 кВт на холостому ході за рахунок ступінчастої зміни довжини посадочних поверхонь капсуля. Діаметр шийки вала під підшипники – 65 мм, під пакет магнітопроводу – 80 мм, частота обертання – 3000 хв^{-1} .

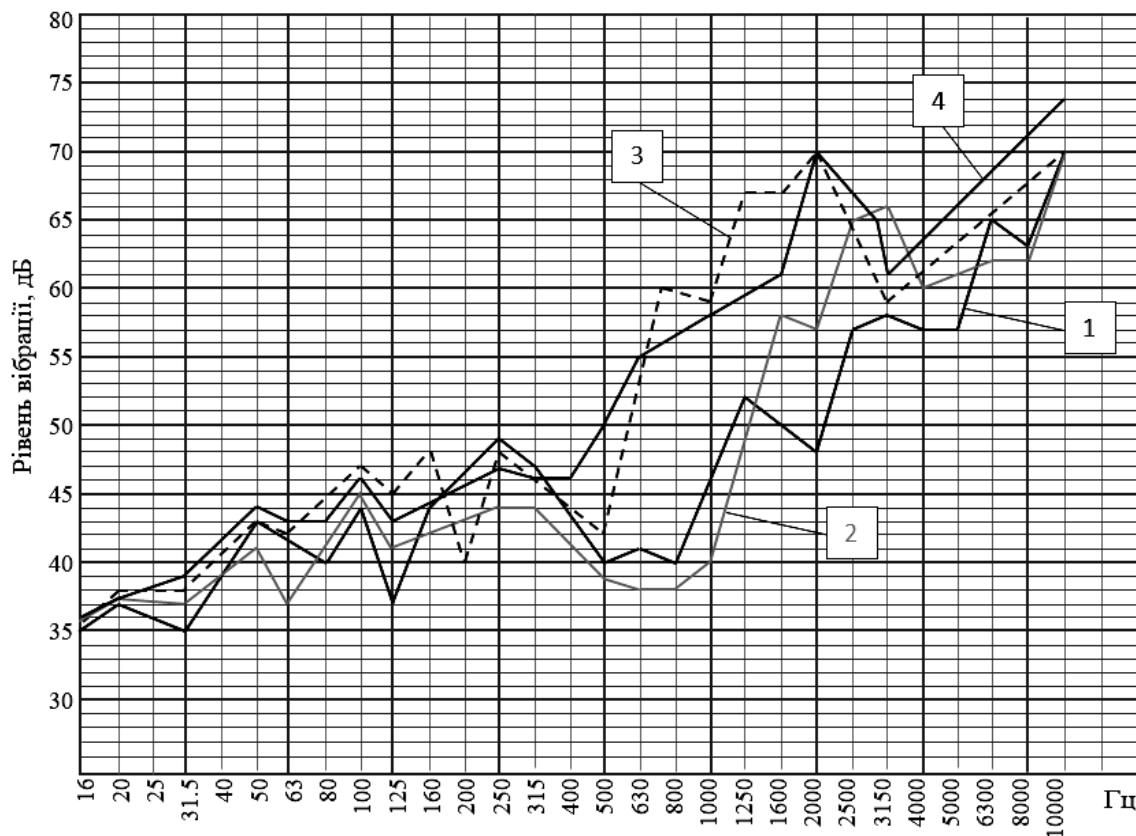


Рис. 8.37. Вібраційні характеристики макета ЕД:
1, 2, 3, 4 – відстані між опорами, відповідно 450, 465, 560, 725 мм

Підвищення жорсткості ротора ЕД шляхом зменшення відстані між опорами підшипникових вузлів знижує рівні зубцевої вібрації ротора і корпуса (рис. 8.37, область частот 800-3150 Гц). Але при відстанях між опорами 450 мм знижується ізоеластичність підшипникових вузлів. Підвищуються вібрації, збудовані перекошуванням тіл кочення (область частот 160-315 Гц). І «недостатня», і «зайва» жорсткість системи знижує надійність підшипникових вузлів.

8.3.12.2. Удосконалення технології складання підшипникових вузлів ЕД

Традиційна технологія подетального складання підшипникових вузлів на вал ЕД. Складання проводиться при горизонтальному розташуванні валу ротора (1), шляхом послідовного монтажу деталей: спочатку капсуля з підшипником (4), а потім деталей з номерами 5 до 11, згідно з рисунком 8.38.

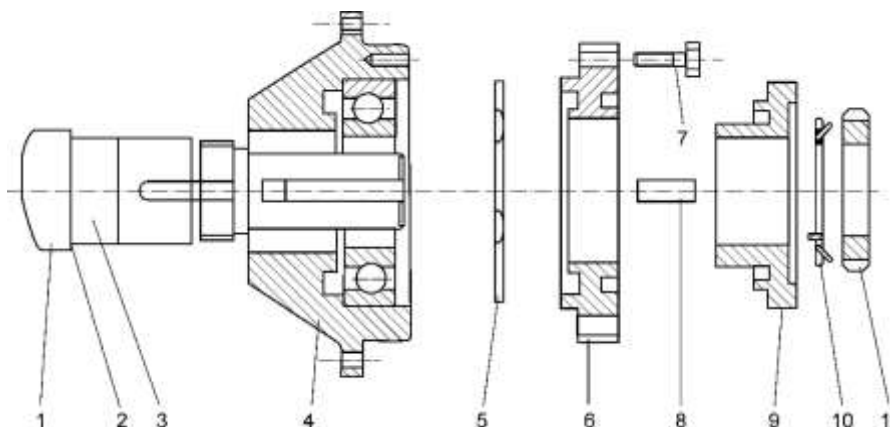


Рис. 8.38. Подетальне складання підшипникового вузла ротора ЕД:

1 – вал ротора; 2 – заплечики вала під посадку підшипника на шийку 3; 4 – капсуля; 5 – пружина хвильова; 6 – кришка; 7 – гвинт; 8 – шпонка; 9 – балансувальне кільце; 10 – шайба стопорна; 11 – гайка фіксації положення деталей на валу

Перед монтажем капсуля з підшипником, його попередньо нагрівають в термостаті до температури 90 °С. Потім ротор із вже зігрітим підшипниковим вузлом встановлюють у статор. Монтаж щитів на капсулю підшипника (4) з обох сторін корпуса статора та їхнє закріплення до корпуса на рисунку 8.38 не показано. Обробку посадочних поверхонь щитів та корпуса статора здійснюють, як на окремому компоненті.

Такий підхід до складання підшипникових вузлів на валу електродвигуна має декілька істотних недоліків:

- не гарантується щільне прилягання внутрішнього кільця підшипника до заплечиків (2) посадочної шийки (3) вала;
- в процесі закріплення кришки (6) гвинтами до капсуля існує ризик зміщення підшипника;
- капсуля остигає швидше, ніж встигають зафіксувати його гайкою (11).

У результаті знижується жорсткість підшипникового вузла, можливі перекоси внутрішнього кільця на валу, порушуються лінійні розміри положення підшипника на валу.

Така технологія подетальної обробки посадочних поверхонь щитів, корпуса і подетального складання ЕД не забезпечує потрібної точності роботи підшипникових вузлів і положення магнітопроводу ротора в статорі. Також вона

нівелює високу якість підшипників Ш6, Ш8. Застосування цих підшипників при такому складанні не дає можливості суттєво знизити вібрації ЕД до допустимих значень (нижче прямої АБ, рис. 8.31) і призводить до великого розкиду мінімальних і максимальних рівнів вібрації.

Тому при розробці нового ЕД були внесені зміни, перш за все, в структурні параметри підшипникових вузлів, згідно з отриманими результатами експериментальних досліджень зі змінами технології складання підшипникових вузлів.

Запропонована змінена технологія складання підшипникового вузла показана на рис. 8.39. Складання виконується у вертикальному положенні вала ротора. Попередньо складається підшипник в єдиний вузол (рис. 8.39, а), нагрівається в термостаті до нормованої температури, а потім вертикально встановлюється на шийку вала (рис. 8.39, б) з наступною фіксацією (рис. 8.39, в).

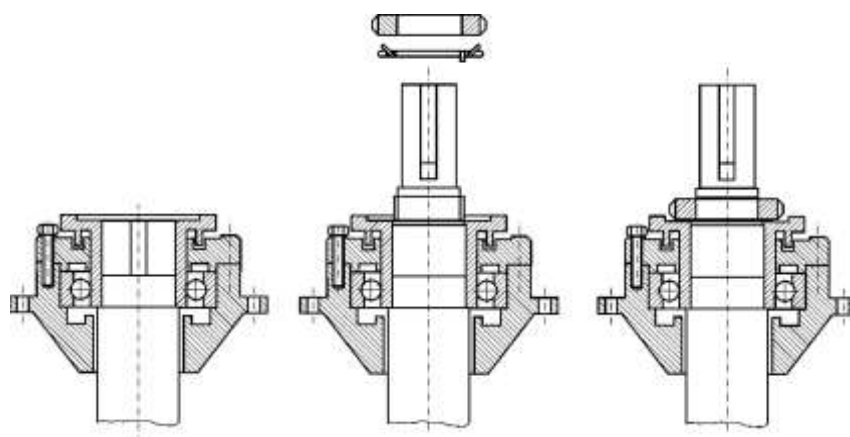


Рис. 8.39. Складання підшипникового вузла з попередньо складеного підшипника в єдиний вузол:

а – складання підшипника в капсулі; б – установка підшипника, складеного з капсулем, на шийку вала; в – кріплення на валу

В основу внесення змін в структурні параметри підшипникових вузлів покладені експериментальні дослідження щодо вибору натягів, зазорів, посадок і типу підшипників. Дані дослідження детально описані в роботі [15].

Описана технологія складання забезпечує прилягання підшипника до заплечиків вала 2 (рис. 8.38). При вертикальному положенні вала знижуються можливості перекосу кілець підшипника під дією ваги підшипникового вузла, збільшується час регулювання фіксації підшипникового вузла гайкою. Це дало можливість покращити якість підшипників ШЗ порівняно з підшипниками Ш2. Також дозволило знизити розкид рівнів підшипникових вібрацій порівняно з підшипниками Ш2.

8.3.12.3. Підвищення конструктивної технологічності контролепридатності виготовлення і складання корпусу статора і ротора ЕД

З метою підвищення конструктивної технологічності та контрольованості виготовлення і складання корпусів статора і ротора електродвигуна вжито заходів для поліпшення їх динамічних характеристик. Як зображено на рисунку 8.40, досягнення цієї мети відбулося завдяки зміцненню фланця (1), оптимізації кількості та розподілу зовнішніх (2) і внутрішніх ребер (3), радіальних ребер

вентиляційного каналу корпусу (4), щита (6) та кільцевих ребер корпусу (5).

Збільшення кількості ребер 2 і 3 сприяло розчленуванню та зниженню амплітуди згинних коливань фланця, в той час як ребра 4 і 7 вентиляційного каналу разом із щитом 6 сприяли розчленуванню згинних коливань. Найбільш ефективно розчленування коливань досягається за наявності 5-7 ребер, що дозволяє ефективно демпфувати вібрації і встановити необхідну жорсткість корпусу. Ребра 2 оптимально розподілялися по периметру фланця, при цьому найкращим варіантом виявилось їх розташування між ребрами 3. Оптимальне розташування ребер визначалося не тільки за характеристиками затухання коливань корпусу, але й за віброакустичними якостями конструкції, включно з вібропровідністю і звукоізоляційною здатністю. При збільшенні відношення товщини фланця (1) до товщини корпусу в 3-5 разів, рівень вібрацій на фланці може знижуватися на 10 дБ.

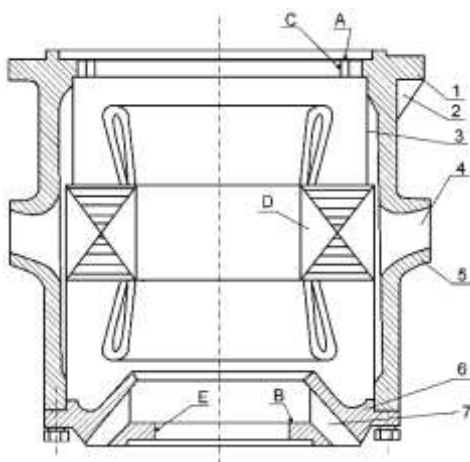


Рис. 8.40. Змінена конструкція корпусу статора:

1 – фланець; 2, 3 – ребра; 4 – радіальні ребра вентиляційного каналу; 5 – кільцеві ребра вентиляційного каналу; 6 – щит; 7 – ребра вентиляційних каналів щита; А, Б, В, Г – опорні приєднувальні поверхні корпусу статора; Д – пакет магнітопроводу статора

Завдання підвищення точності виготовлення ЕД вирішували шляхом розточування з однієї установки магнітопроводу Д і місць А, В, Г і Б під установку підшипникових вузлів (рис. 8.40). Розточування отвору Е окремого щита під діаметр підшипника і поверхні А' здійснювалось з однієї установки (рис. 8.41, де: 1 – магнітопровід; 2 – хвильова пружина; А', Б' – приєднувальні поверхні ротора).

Підвищення співвісності місць установки підшипникових вузлів і зазора між магнітопроводами ротора і статора здійснювалось за рахунок розточування з однієї установки посадочних місць під установку підшипникових вузлів А, В, Г, Б і магнітопровід статора Д.

Підвищення співвісності розточувань підшипникових опор, магнітопроводу та покращення динамічних характеристик корпусу статора дали можливість застосувати підшипники класу шумності Ш6, Ш8.

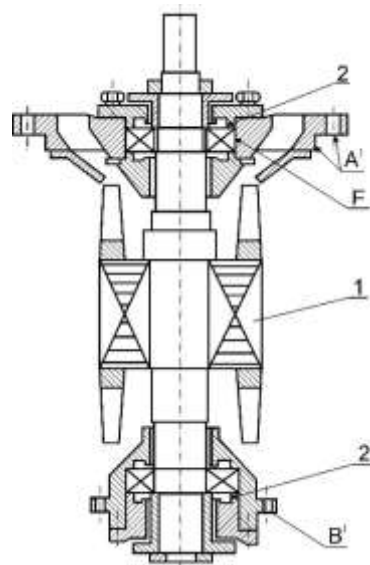


Рис. 8.41. Ротор зміненої конструкції

У загальному випадку зниження магнітних вібрацій досягається вдало вибраним співвідношенням кількості пазів статора і ротора, правильно вибраною величиною повітряного зазора між магнітопроводами статора і ротора, скосом пазів ротора, зниженням ексцентриситету повітряного зазора та іншими конструктивними і технологічними рішеннями.

Для зниження вібрації, збурюваної ротором, форма паза магнітопроводу вибрана дугоподібною. Нахил дуги змінювали (при наборі листів) справа наліво за довжиною паза через 20 мм.

Щоб уникнути збігу власних частот підшипників, корпуса та вимушених сил, збурюваних ротором, кількість пазів ротора збільшено до 90. Високочастотні вібрації ЕД менше впливають на ресурс і їх можна (і краще) демпфувати конструктивно. Ротор, який окремо складається і контролюється, (рис. 8.42) дав можливість удосконалити систему балансування ротора в підшипниках окремо на верстаті та на стенді з підбалансуванням у складі ЕД.

Одностороннє розташування базових поверхонь А, В і Б, Г (рис. 8.40) у корпусі статора та кріплення підшипникових вузлів А', Б' ротора (рис. 8.41) дало можливість виконувати вертикальне складання ЕД (рис. 8.42) з двох незалежно контрольованих вузлів: корпуса зі щитом і ротора з підшипниковими вузлами.

Останніми операціями складання ЕД були кріплення 1, 2 – отвори для кріплення ротора гвинтами в корпусі статора (рис. 8.42).

Запропонована конструкція асинхронного електродвигуна і технологія його виготовлення дають можливість:

- підвищити точність виготовлення і складання ЕД з двох вузлів, які незалежно складаються і контролюються;
- знизити трудомісткість складання та зменшити кількість деталей, що перебираються під час ревізії та заміни підшипників при ремонті.

Вібраційні характеристики нової конструкції та технології виробництва на підшипниках кочення Ш8 і з відстанню між опорами 450 мм при живленні від мережі частотою 50 Гц показані на рис. 8.42.

Рівні вібрації створеного ЕД задовольняють вимогам щодо вібрації класу Е. Максимальні вібрації, що впливають на ресурс ЕД знаходяться в області частот 50-315 Гц. Причинами підвищеної вібрації в цій області частот є:

- дисбаланс частин, що обертаються (50 Гц);
- якість і частота живлення (100 Гц) від мережі та неспіввісність ротора в корпусі статора.

В області частот 160-315 Гц комплекс причин такий:

- частота перекочування тіл кочення підшипників;
- величини попереднього натягу підшипників в опорах;
- натяги і зазори посадок підшипників.

Суттєве зниження вібрації ЕД в області частот 500-2500 Гц досягнуто за

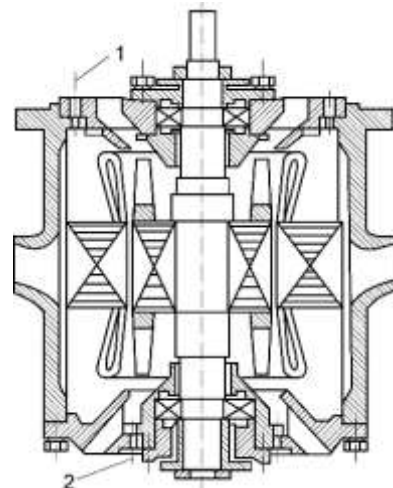


Рис. 8.42. Ескіз конструкції розробленого ЕД:
1, 2 – отвори для кріплення ротора гвинтами в корпусі статора

рахунок покращення динамічних властивостей корпусу статора та електромагнітних властивостей ротора. Розкид рівнів вібрації ЕД при повторних пере складаннях і вимірюваннях по всьому спектру частот (крім області 160-315 Гц) складав до 2 дБ. В області частот 160-315 Гц залишається до 3 дБ. Кількість вимірювань повторювали 4-5 раз.

Рівні вібрації класу Д не впливають на здоров'я людини, не вимагають спеціальної віброізоляції у транспортному засобі. Досягнуте зниження рівнів вібрації дає можливість прогнозувати підвищення ресурсу в 2-3 рази порівняно з аналогом класу Г (3, рис. 8.43).

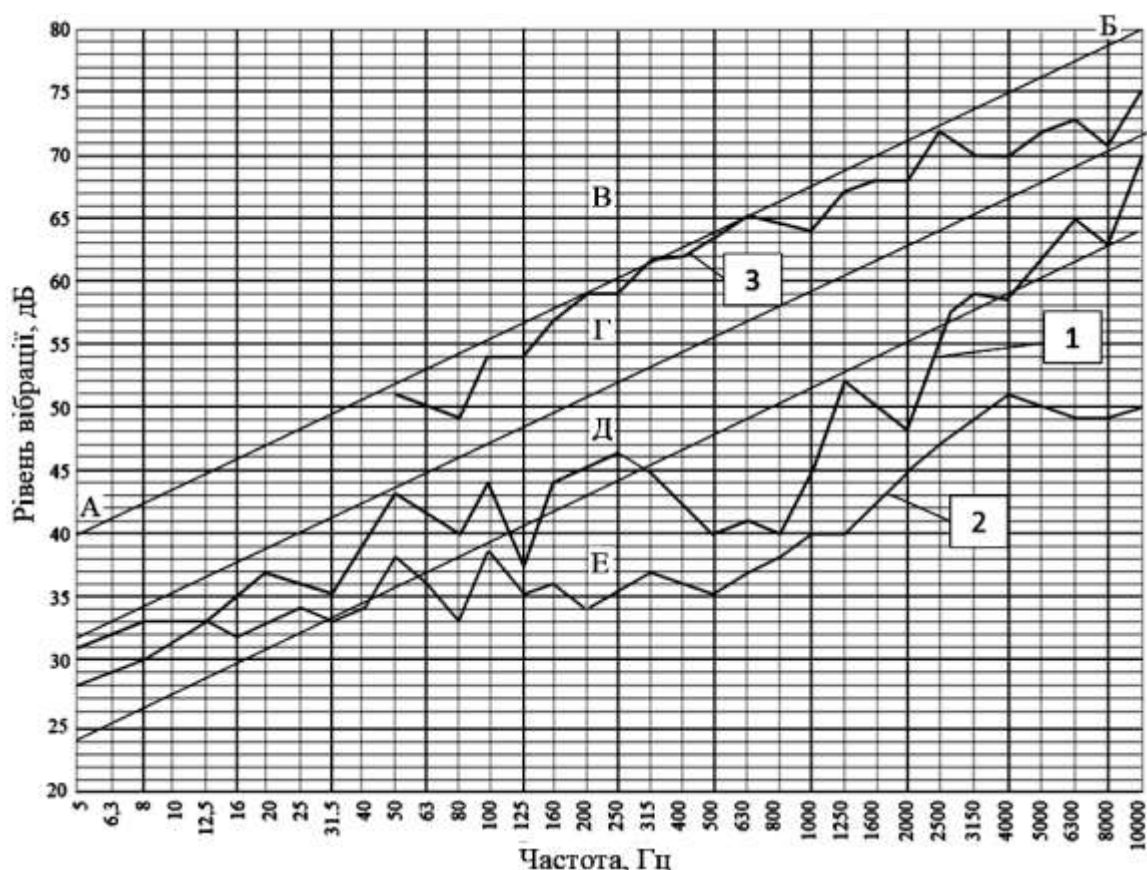


Рис. 8.43. Вібраційні характеристики ЕД:

АБ – рівні допустимої вібрації; Г, Д, Е – зони класів вібрації; В – зона недопустимих рівнів вібрації; 1, 2 – максимальні рівні вібрації при частоті обертання 3000 хв⁻¹ і 1500 хв⁻¹ відповідно; 3 – рівні вібрації аналога на підшипниках ШЗ при частоті обертання 3000 хв⁻¹

Розроблені конструктивні та технологічні рішення, які дали можливість створити асинхронний тяговий ЕД потужністю 90 кВт, з частотою обертання 3000 хв⁻¹, який задовольняє вимогам класу Д з рівнями допустимої вібрації нижче прямої, що з'єднує точки (32 дБ; 5 Гц) і (72 дБ; 10 кГц). Досягнуте зниження рівнів вібрації на 8-16 дБ нижче допустимих значень дає можливість прогнозувати підвищення ресурсу розробленого ЕД, залежно від режимів експлуатації, у 2-3 рази порівняно з класом Г. Створений ЕД за рівнем вібрації задовольняє усім вимогам екологічних норм.

Результати досліджень призначені для використання у виробництві асинхронних тягових електродвигунів.

Висновки за розділом 8

Розглянуто комплексне діагностування якості проектування, виготовлення та експлуатації машин з акцентом на вібраційну оцінку якості. Аналіз вібраційних характеристик вітчизняних тракторів виявив, що цей параметр може слугувати важливим індикатором можливих конструктивних недоліків на ранній стадії проектування, тим самим сприяючи підвищенню їх надійності та довговічності. Представлено детальний опис методів і засобів дослідження вібрацій, які забезпечують необхідну глибину аналізу вібронавантаженості агрегатів трактора. Розроблені вібраційні критерії оцінки та норми якості проектування, виготовлення та експлуатації тракторів, які виступають основою для стандартизації та забезпечення якості виробництва.

Були проаналізовані конструктивні та технологічні аспекти у контексті вібраційної надійності підшипникових вузлів кочення машин. Через дослідження було встановлено значення точності виробництва, вибору класів точності підшипників, способів їх фіксації, та параметрів встановлення для зниження вібрацій, було визначено оптимальні параметри обертання та навантаження підшипників для покращення експлуатаційних характеристик.

Особлива увага приділялась проектуванню тягових електродвигунів та електромобілів з передбачуваними рівнями вібрації.

Розроблені класи вібрації для електродвигунів дозволяють вибирати електродвигуни відповідно до умов їх експлуатації. Розглянуто вплив різноманітних факторів, таких як якість підшипників, зазори між магнітопроводами, форма пазів, та якість електроенергії на вібраційні характеристики електродвигунів. У розділі також надані рекомендації щодо технологічних удосконалень складання та конструктивної оптимізації компонентів для зменшення вібрацій.

У розділі підкреслено значимість вібраційних характеристик як ключових індикаторів якості та надійності машин. Використання сучасних методів діагностування дозволяє значно покращити параметри проектування, виготовлення та експлуатації, сприяючи розробці більш надійних і довговічних машин.

ВИСНОВКИ

Коливання та вібрації супроводжують майже всі природні явища та робочі процеси машин. Цілком усунути вібрації у машинах неможливо, оскільки вони є невід'ємною частиною їх роботи.

Вібрації у машинах є відгуком на реально діючі внутрішні та зовнішні збурювальні сили. Таким чином, вібраційна діагностика стає ключовим інструментом оцінювання технічного стану машин на етапах проектування, виробництва та експлуатації, оскільки вібраційний сигнал включає всю інформацію про стан всіх елементів конструкції та їх динамічні параметри.

Рівні вібрацій є важливим критерієм якості машин. Існують норми допустимих вібрацій для кожної машини, які не призводять до прискорення зносу.

Збільшення потужності та функціональних можливостей машин не вирішує проблем забезпечення їх надійності, якщо рівні вібрацій перевищують дозволені межі. Вищі, ніж дозволені, рівні вібрацій вказують на недоліки у проектуванні, тоді як перевищення початкових дозволених рівнів вібрації під час експлуатації свідчить про параметричний збій.

Забезпечення високої надійності машин можна досягнути при проектуванні з урахуванням заданих рівнів допустимих вібрацій. У монографії детально розглядаються теоретичні, експериментальні та практичні аспекти визначення допустимих вібрацій для окремих вузлів, агрегатів та машин загалом, а також методи їх досягнення відповідно до заданих стандартів. Для тракторів та тягових електродвигунів були розроблені класи допустимих вібрацій з урахуванням передбачуваного ресурсу.

На етапі виробництва для збереження проектних вібраційних характеристик пропонуються методи стандартизації.

Якість виробництва оцінюють, зокрема, через контроль вібрацій компонентів машини на відповідність установленим нормам.

Моніторинг вібрацій у відповідності до норм експлуатації дозволяє проводити технічне обслуговування машин виходячи з їх технічного стану, прогнозувати залишковий ресурс та гарантувати безпечну роботу машини протягом періоду її експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Анілович, В. Я., Гринченко, А. С., Кирабом, В. В. Міцність та надійність машин: Київ: Урожай, 1996. 288 с.
2. Бендера, І. М., Рудь, А. В., Козій, Я. В. Проектування сільськогосподарських машин: Кам'янець-Подільський: ФОП Сисин О.В., 2011. 640 с.
3. Васілевський, О. М., Ігнатенко, О. Г. Нормування показників надійності технічних засобів: Вінниця: ВНТУ, 2013. 160 с.
4. Герман, В. Ф., Панченко, В. О., Гусак, О. Г., та ін. Надійність та експлуатація гідромашин і гідроприводів: Суми: Сумський державний університет, 2016. 175 с.
5. Горбатюк, Є. О., Мазур, М. П., Зенкін, А. С., та ін. Технологія машинобудування: Львів: Новий світ, 2009. 358 с.
6. Канарчук, В. Є., Полянський, С. К., Дмитрієв, М. М. Надійність машин: Львів: Либідь, 2003. 424 с.
7. Collins, J. A. Failure of materials in mechanical design: analysis, prediction, prevention: John Wiley & Sons, 1993.
8. Іванкова, О. В., Бартош, В. Ю. Дослідження впливу змінюючих технологій відновлення деталей на ресурс машин. 2019.
9. Мигаль, В. Д. Обґрунтування необхідності нормування вібрації транспортних машин. ХГТУСХ. 2004. № 23. С. 316–320.
10. Делембовський, М., Клименко, М. Методи підвищення надійності та ефективності вібраційних машин будівельної індустрії. Матеріали конференцій МЦНД, 48-49. Матеріали конференцій МЦНД, 48. 2020. Вип. 49.
11. Новицький, А. В. Методичні підходи до формування програми забезпечення надійності сільськогосподарської техніки. 2022. Вип. 6(37), С. 134-143.
12. Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., та ін. Determining the quality of electric motors by vibro-diagnostic characteristics. EAI Endorsed Transactions on Energy Web. 2020. Вип. 7, № 29.
13. Arhun, S., Migal, V., Hnatov, A., та ін. System approach to the evaluation of the traction electric motor quality. EAI Endorsed Transactions on Energy Web. 2020. Вип. 7, № 26.
14. Migal, V., Arhun, S., Hnatov, A., та ін. Substantiating the criteria for assessing the quality of asynchronous traction electric motors in electric vehicles and hybrid cars. Journal of the Korean Society for Precision Engineering. 2019. Вип. 36, № 10. С. 989–999.
15. Migal, V., Lebedev, A., Shuliak, M., та ін. Reducing the vibration of bearing units of electric vehicle asynchronous traction motors. JVC/Journal of Vibration and Control. 2021. Вип. 27, № 9–10. С. 1123–1131.
16. Migal, V., Arhun, S., Shuliak, M., та ін. Assessing design and manufacturing quality of tractor gearboxes by their vibration characteristics. Journal of Vibration and Control. 2023. Вип. 29, № 5–6. С. 1218–1228.
17. Гранкін, С. Г., Малахов, В. С., Черновол, М. І., та ін. Надійність сільськогосподарської техніки: Київ: Урожай, 1998. 208 с.
18. Мигаль, В. Д. Нові напрямки підвищення надійності та ресурсу тракторів. ХГТУСХ. 2000. С. 11–18.
19. Мигаль, В. Д. Обґрунтування і розробка вібраційних принципів підвищення

- якості створювання і експлуатації сільськогосподарської техніки. Вісник ХГТУСХ. 1999. С. 126–132.
20. Мигаль, В. Д. Обґрунтування універсального вібраційного методу діагностування технічного стану сільськогосподарських машин на стадіях проектування, виготовлення, експлуатації та ремонту. Вісник аграрної науки. 1995. № 11. С. 5–12.
 21. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації ДСН 3.3.6.039-99. веб-сайт. URL: <https://zakon.rada.gov.ua/go/va039282-99> Офіційний вебпортал парламенту України, (дата звернення: 17.08.23).
 22. ISO 20816-3:2022 Mechanical vibration — Measurement and evaluation of machine vibration - Part 3: Industrial machinery with a power rating above 15 kW and operating speeds between 120 r/min and 30 000 r/min / ISO, 2022.
 23. ДСТУ EN 12096:2005 Вібрація механічна. Повідомлення та перевірка параметрів вібрації. 2005.
 24. Костогриз, С. Г. Механіка вібраційного тертя у номінально нерухомому фрикційному контакті: Автореферат, дис. Д-ра технічних наук: 05.02. 04: Хмельницький, 1995.
 25. Arhun, S., Borodenko, Y., Hnatov, A., та ін. Choice of Parameters for the Electrodrive Diagnostic System of Hybrid Vehicle Traction. *Latvian Journal of Physics and Technical Sciences*. 2020. Вип. 57, № 4. С. 3–11.
 26. Аргун, Щ. В. Підвищення експлуатаційних властивостей міського пасажирського транспорту застосуванням електричного приводу: дисс. ... доктора техн. наук : спец. 05.22.02 «Експлуатація та ремонт засобів транспорту»: Харківський національний автомобільно-дорожній університет. 376 с.
 27. Mygal, V., Arhun, S., Shuliak, M., та ін. Functional and Engineering Methods of Upgrading the Quality of Induction Traction Electric Motors. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*. 2021. Вип. 8, № 35. С. 1–9.
 28. Мигаль, В. Д., Аргун, Щ. В., Гнатов, А. В., та ін. Підвищення якості тягових електродвигунів для електротранспорту. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. № 23. С. 20–30.
 29. Кірієнко, О. А. Термінологічний словник-довідник з прикладної механіки для студентів технічних напрямів підготовки для студентів технічних напрямів підготовки: Київ: НТУУ «КПІ», 2014. 132 с.
 30. Мигаль, В. Д., Мармут, І. А. Основи технічної діагностики автомобілів. Апаратні засоби вібраційного діагностування: навч. посібник: Харків: 2009. 124 с.
 31. Dvadnenko, V., Arhun, S., Bogajevskiy, A., та ін. Improvement of economic and ecological characteristics of a car with a Start-Stop system. *International Journal of Electric and Hybrid Vehicles*. 2018. Вип. 10, № 3. С. 209–222.
 32. Dvadnenko, V., Arhun, S., Bogajevskiy, A., та ін. Method of Calculating the Main Parameters of the Generator in Various Modes of the Car Regenerative Braking. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*. 2021. Вип. 8, № 31. С. 1–13.
 33. Trzynadlowski, A. M. *Control of induction motors*: Elsevier, 2000.
 34. Мигаль, В. Д. Вібрація машин і її діагностичні ознаки: монографія: Харків: 1997. 262 с.
 35. Гижко, Ю. І., Мислович, М. В. Елементи теорії та питання практичного застосування систем вібродіагностування рухомих вузлів електричних машин. *Технічна електродинаміка*. 2015. № 2. С. 45–56.

36. Граняк, В. Ф., Солона, О. В. Перспективи виявлення дефектів обертових електричних машин на основі аналізу їх вібросигналів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2022. № 1 (104). С. 20-29.
37. Young, F. R. *Cavitation: World Scientific*, 1999.
38. Franc, J.-P., Michel, J.-M. *Fundamentals of cavitation: Springer science & Business media*, 2006.
39. Мигаль, В. Д., Аргун, Щ. В. Вибір методу оцінки якості асинхронних тягових електродвигунів для електробусів. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2019. № 15. С. 105–105.
40. Мигаль, В. Д., Аргун, Щ. В., Гнатов, А. В., та ін. Оцінка якості тракторів за вібраційними характеристиками. *Автомобіль і електроніка. Сучасні технології*. 2023. № 23. С. 43–49.
41. Mygal, V., Arhun, S., Hnatov, A., та ін. *Methods for Diagnosing Vehicles by an Operator-Diagnostician* Riga, Latvia: Riga Technical University, 09. May. 22.
42. Hnatov, A., Arhun, S., Tarasov, K., та ін. *Researching the model of electric propulsion system for bus using Matlab Simulink* Riga, Latvia, RTU Press, 07. October. 19.
43. *Machine Health Monitoring. Revision December.*: Nærum Denmark: Brüel & Kjær, 1985. 32 с.
44. ISO 1683:2015 *Acoustics Preferred reference values for acoustics* / International Organization for Standardization, 2015.
45. ДСТУ 5348:2009 *Вібрація та удар механічні. Кріплення акселерометрів механічне (ISO 5348:1998, IDT)* / Технічний комітет стандартизації «Трактори і сільськогосподарські машини» (ТК 69), 2009.
46. ISO 20816-1:2016 *Mechanical vibration Measurement and evaluation of machine vibration* / ISO, 2016.
47. Мигаль, В. Д., Кухтов, В. Г., Лесь, О. М., та ін. Моделювання вібрацій підшипникових опор, що проектуються для транспортних засобів. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2006. № 47. С. 13–18.
48. Бажинов, О. В., Смирнов, О. П., Серіков, С. А., та ін. *Синергетичний автомобіль. Теорія і практика*: Харків: ХНАДУ, 2011. 236 с.
49. EN IEC 60034-14:2018 - *Rotating electrical machines - Part 14: Mechanical vibration of certain machines with shaft heights 56 mm and higher - Measurement, evaluation and limits of vibration severity*. 2018.
50. Мигаль, В. Д., Шуляк, М. Л. *Експлуатаційні властивості та надійність тракторів: навч.*: Харків: ФОП Мірошніченко О. А., 2021. 262 с.
51. Мигаль, В. Д. *Вібраційні методи та засоби розпізнавання дефектів машин*: Харків: 1996. 235 с.
52. Arhun, S., Hnatov, A., Mygal, V., та ін. *An Integrated System of Alternative Sources of Electricity Generation for Charging Urban Electric Buses* 20. С. 619–624.
53. Dziubenko, O., Arhun, S., Hnatov, A., та ін. *Choosing the method for determining angular motions of motor vehicle electromechanical subassemblies*. *EAI Endorsed Transactions on Energy Web*. 2021. Вип. 8, № 32. С. 1–8.
54. Borodenko, Y., Ribickis, L., Zabasta, A., та ін. *Using the method of the spectral analysis in diagnostics of electrical process of propulsion systems power supply in electric car*. *Przeglad Elektrotechniczny*. 2020. Вип. 96, № 10. С. 47–50.

Наукове видання

**МИГАЛЬ Василь Дмитрович
АРГУН Щасяна Валіковна**

**Вібраційна діагностика машин,
проекування, виготовлення, експлуатація**

Монографія

В авторській редакції

Технічний редактор Аргун Щ. В.

Комп'ютерна верстка Аргун Щ. В.

Дизайн обкладинки Аргун Щ. В.

Видавець Мачулін

Свідоцтво про держреєстрацію:
Серія ХК № 125 від 24 листопада 2004 р.

Підписано до друку 22.01.2024
Формат 60*90/8. Папір офсетний
Наклад 50 прим.

Віддруковано ФОП Озеров Г.В.
м. Харків, вул. Університетська, 3, кв. 9.
Свідоцтво про державну реєстрацію
№ 818604 від 02.03.2000